

Estudo e otimização de motores a dois tempos Rotax

Gonçalo Ferreira da Silva Gomes Duarte

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. José Manuel Ferreira Duarte



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

janeiro de 2018

*“No que diz respeito ao empenho, ao compromisso,
ao esforço, à dedicação,
não existe meio termo.
Ou você faz uma coisa bem-feita
ou não faz.”*

Ayrton Senna da Silva

Resumo

Este trabalho teve como objetivo principal o estudo da influência de diversos parâmetros/componentes de um motor a dois tempos Rotax no seu desempenho, nomeadamente na curva de potência. Dado que a maioria dos motores utilizados nos troféus organizados pela Korridas são entregues por sorteio, torna-se importante averiguar se estes apresentam um modo de funcionamento idêntico entre si, para cada categoria (curva de potência e de binário idênticas), e na máxima *performance* e, caso contrário, investigar as possíveis formas de melhorar o seu desempenho. Para tal, recorre-se a um equipamento denominado banco de ensaios dinamométrico, que permite obter as curvas de potência para cada parâmetro selecionado. Sendo assim, foram estudadas diferentes condições para dois tipos de parâmetros: os livres, que podem ser alterados pelos concorrentes (agulha, *gicleur* de máximas, parafuso de ajuste do ar, coletor de escape, vela de ignição e válvula de escape) e os restritos, apenas modificados pela Korridas (pack lamelar, *squish* e *pick-up*).

Após a realização dos diferentes ensaios, é possível concluir que as condições que influenciam o desempenho do motor, tendo em conta os parâmetros e as condições em que estes foram estudados, são: a posição da agulha; a medida do *gicleur* de máximas; a abertura do parafuso de ajuste do ar; a abertura dos batentes do pack lamelar; a posição do *pick-up*; a compressão da mola e o curso de abertura da válvula de escape; o grau térmico e a abertura do pólo da vela de ignição. No entanto, os resultados obtidos para cada um dos parâmetros estudados, principalmente aqueles com implicação direta na carburação (agulha, *gicleur* de máximas e parafuso de ajuste do ar), podem sofrer variações consoante o ambiente em que o teste é realizado.

Tal como referido anteriormente, dos parâmetros mencionados, os únicos que não são livres para os concorrentes, são o pack lamelar e o *pick-up*. Tendo em conta os resultados obtidos no decorrer desta dissertação, verificou-se que a condição ótima para o funcionamento do *pick-up* é aquela que já se encontrava a ser utilizada pela Korridas. No entanto, no que diz respeito ao pack lamelar, tendo-se constatado que a sua condição ótima passava por uma diminuição da abertura dos batentes, procedeu-se à implementação desta melhoria nos motores de algumas categorias.

Tendo em conta a utilidade prática dos resultados obtidos, sugere-se a extrapolação dos mesmos para situações práticas, nomeadamente a sua aplicação em pista.

Study and optimization of Rotax two-stroke engines

Abstract

The main purpose of this dissertation was to study the influence of different components of a Rotax two-stroke engine in its performance, namely in the horsepower curves. Since most of the engines used during the Korridas trophies are delivered by raffle, it is important to find out if all of them, in each class, have an identical operation (identical horsepower and torque curve) and a maximum performance and, if not, investigate different possibilities to improve this performance. To accomplish these objectives, during this experimental work it was used an equipment denominated test bench, that provides the horsepower curves for each parameter selected for the tests. So, it was studied different conditions for each engine component, that can be divided in two main categories: free parameters, that can be adjusted by the competitors (jet needle, main jet, air screw, exhaust socket, spark plug and exhaust valve) and restrict parameters, that can only be modified by the company (reed valve, *squish* and *pick-up*).

Analysing the results obtained during the experimental work in the test bench, it is possible to conclude that the conditions that influence the engine performance, taking into account the parameters and conditions used during the tests, are: the jet needle position; the size of main jet; the air screw opening; the gap of the reed valve petal stops; the *pick-up* position; the spring compression and the exhaust valve opening course; the spark plug electrode gap and heat range. However, the results obtained for each parameter, mainly those with direct influence in the carburation (jet needle, main jet and air screw), may vary depending on the test conditions.

Like it was previously mentioned, from the parameters tested during this dissertation, the reed valve and the *pick-up* are the only ones that can be modified by the competitors. Analysing the results mentioned before, it can be concluded that the optimal condition obtained for the *pick-up* is already used by Korridas. However, relative to the reed valve, it was demonstrated that the optimal condition for this parameter consists in a decrease of the petal stops gap and, for that reason, this condition was already implemented in the company.

Taking into account the practical utility of the results obtained during this dissertation, it is suggested an extrapolation of the theoretical results to practical situations, namely its application on track.

Agradecimentos

Os meus agradecimentos são direcionados a todas as pessoas que direta ou indiretamente me ajudaram não só na elaboração deste projeto como ao longo deste percurso académico, nomeadamente:

Ao meu orientador na FEUP, Professor José Manuel Ferreira Duarte, que mostrou sempre disponibilidade e interesse para ajudar e apoiar ao longo destes meses de desenvolvimento da dissertação. Quero agradecer também o facto de me ter informado da existência desta oportunidade de estágio, tornando possível toda esta experiência que vivi ao longo dos últimos meses.

Ao meu orientador na empresa, Arnaldo Frias, que me aceitou como estagiário, insistindo sempre para que eu não me esquecesse das minhas tarefas ainda como estudante.

Aos meus colegas da empresa e da equipa Korridas: ao Rui Vieira, por me ter aceite como estagiário também; ao Mário Almeida, por toda a paciência demonstrada para me dar várias explicações técnicas dos motores e por toda a ajuda na realização dos testes no banco de ensaios; ao Tiago Marinho, por todas as sessões fotográficas de apoio ao desenvolvimento deste trabalho e por algumas explicações teóricas que ainda foram úteis; ao Lino Rocha, pela boa disposição constante e pela ajuda em algumas tarefas necessárias para este trabalho; ao sr. Braga, que eu tive o prazer de acompanhar durante este ano nas provas de karting e que com toda a sua experiência, me conseguiu ensinar muita coisa relacionada com os motores a dois tempos; e ao Victor Moreira, pelos conhecimentos transmitidos ao nível do banco de ensaios e pela ajuda demonstrada.

Ao Paquito, por ter cedido os dados de telemetria necessários.

Aos meus colegas de curso, com alguns dos quais eu criei grandes laços de amizade e que me acompanharam ao longo destes cinco anos, fora os que ainda virão.

À minha família, por todo o apoio e carinho que me dá, em especial aos meus pais que estão sempre presentes e prontos a ajudar no que for preciso. À minha namorada, por todo o apoio demonstrado ao longo destes cinco anos de curso, nos bons e nos maus momentos, e por toda a ajuda na elaboração deste trabalho. Ao avô Joni, por me ter financiado o curso. À minha avó, que me ajudou a criar e me acompanhará sempre.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento do projeto e motivação	1
1.2	O estudo e otimização de motores a dois tempos na empresa Korridas & Companhia	1
1.3	Objetivos do projeto	2
1.4	Método seguido no projeto.....	2
1.5	Estrutura da dissertação	3
2	Motores a dois tempos	4
2.1	Funcionamento de motores a dois tempos	4
2.2	Principais componentes de um motor a dois tempos	5
2.2.1	Sistema biela-manivela	5
2.2.2	Admissão ao cárter	7
2.2.3	Cilindro.....	8
2.2.4	Válvula de Escape	11
2.2.5	Culassa.....	11
2.2.6	Sistema de Ignição	15
2.2.7	Tubo de escape	17
2.2.8	Carburador.....	18
3	Motores a dois tempos Rotax	22
3.1	Motores e carburadores da Korridas	22
3.2	Componentes analisados.....	23
3.2.1	Admissão ao cárter	23
3.2.2	Cilindro.....	24
3.2.3	Válvula de Escape	27
3.2.4	Culassa.....	29
3.2.5	Sistema de Ignição	30
3.2.6	Sistema de Escape	31
3.2.7	Carburador.....	32
3.2.8	Lubrificação	34
3.3	Parâmetros escolhidos.....	34
3.4	Banco de Ensaios	36
3.4.1	Parâmetros básicos dos motores	36
3.4.2	Curvas características do motor	36
3.4.3	Gama de rpm.....	38
3.4.4	O banco de ensaios da Korridas.....	41
3.4.5	Metodologia dos ensaios	46
4	Resultados e Discussão.....	48
4.1	Agulha.....	48
4.2	Gicleurs	50
4.3	Parafuso de ajuste do ar	51
4.4	Pack Lamelar	53
4.4.1	Espessura das Lamelas.....	53
4.4.2	Estado das lamelas (Novas/Usadas).....	54
4.4.3	Abertura dos Batentes	56
4.4.4	O pack lamelar.....	57
4.5	Pick-up	59
4.6	Coletor de Escape.....	60
4.7	Válvula de Escape	61
4.7.1	Abertura da Janela de Escape.....	61
4.7.2	Variação do curso de abertura.....	62
4.7.3	Variação da compressão da mola	64
4.7.4	Influência do ECU.....	65
4.8	Squish.....	66
4.9	Vela de Ignição	68
4.9.1	Grau Térmico.....	68

4.9.2 Abertura do Pólo.....	69
5 Conclusões e Trabalhos Futuros	71
Referências	73

1 Introdução

1.1 Enquadramento do projeto e motivação

O presente trabalho teve como tema o estudo e otimização de motores a dois tempos da marca Rotax. Este projeto foi realizado na empresa Korridas & Companhia, localizada em Matosinhos, que é distribuidora oficial da marca Rotax em Portugal. A Rotax é uma empresa austríaca, pertencente ao grupo BRP, responsável pela produção de diversos tipos de motores. Esta dissertação debruçou-se sobre o estudo dos motores a dois tempos utilizados em karting, tendo como objetivo principal analisar a influência de diversos parâmetros/componentes de um motor no seu desempenho. Para tal, recorreu-se a um equipamento denominado banco de ensaios dinamométrico, que permite obter as curvas características do motor para cada parâmetro selecionado. Estas curvas permitem verificar a *performance* do motor.

Através das conclusões retiradas no presente trabalho, é possível à Korridas tirar ilações relativas aos parâmetros passíveis de alterar o desempenho do motor.

1.2 O estudo e otimização de motores a dois tempos na empresa Korridas & Companhia

A empresa Korridas & Companhia, distribuidora oficial da marca Rotax em Portugal, foi fundada em 2000 e está atualmente localizada em Matosinhos, Porto. As suas principais áreas de atuação são a importação, comercialização e distribuição através de agentes certificados e serviço pós-venda de produtos para o karting e a organização de eventos nacionais e internacionais deste desporto automóvel. A Korridas é representante exclusiva dos motores de karting e dos pneus da marca Mojo em Portugal, Espanha, Andorra e Angola. Para além disso, representa em Portugal o fabricante de chassis IPK, que apresenta duas marcas distintas - Praga e OK1.

Relativamente aos eventos desportivos, a Korridas é responsável pela organização de um troféu em Portugal (*Troféu Rotax*), em Espanha (*Series Rotax*) e pela organização das finais mundiais da marca Rotax (*Rotax Max Challenge Grand Finals*). O *Troféu Rotax* e o *Series Rotax* consistem numa sequência de 12 provas, 6 por cada troféu, sendo cada prova constituída por pilotos de diferentes categorias, consoante a idade (*Micro Academy*, *Micro Max*, *Mini Max*, *Junior Max*, *Max*, *DD2* e *DD2 Masters*). O vencedor de cada categoria apura-se para as finais mundiais, que conta com a presença de 360 pilotos.

Em cada uma das provas organizadas pela Korridas, inseridas no *Troféu Rotax* ou no *Series Rotax*, os motores e carburadores utilizados pelos pilotos são fornecidos por sorteio pela organização, exceto na *DD2* e *DD2 Masters*, em que apenas é sorteado o carburador, tendo o piloto de participar com o seu próprio motor. Para cada categoria, a Korridas dispõe de 40 motores e 40 carburadores, à exceção da *DD2* e *DD2 Masters*, que apresenta ao todo 35 carburadores. No caso das categorias *Micro Academy* e *Micro Max*, os escapes também são entregues por sorteio. Os motores, carburadores e escapes entregues por sorteio, encontram-se selados.

Para cada um dos eventos, existe um Regulamento Desportivo e um Regulamento Técnico. O Regulamento Desportivo estipula as condições gerais de desenvolvimento da competição, entre as quais o número de provas que a constituem, as idades permitidas em cada categoria, as normas de segurança no *paddock*, etc. No que diz respeito ao Regulamento Técnico, este refere todas as especificações técnicas permitidas nos motores e seus acessórios, bem como os parâmetros que são livres de afinação e os que são restritos.

Os motores apresentam diferentes características consoante a categoria. Isto implica um trabalho prévio de preparação de cada motor, de forma a garantir a igualdade na sua

performance. Por este motivo, a Korridas investiu recentemente num banco de ensaios dinamométrico, para tornar mais fácil a avaliação do desempenho dos diferentes motores de cada uma das categorias.

1.3 Objetivos do projeto

O presente trabalho teve como principal objetivo o estudo da influência de diferentes parâmetros e componentes no desempenho dos motores a dois tempos Rotax.

A maioria dos motores utilizados nas provas organizadas pela Korridas são entregues por sorteio aos participantes. Desta forma, torna-se importante garantir a igualdade dos motores no momento em que estes são entregues aos pilotos da mesma categoria. Este projeto, em primeiro lugar, permitiu averiguar se os motores, conforme as condições em que são fornecidos aos concorrentes, se encontram na máxima *performance*, ou eventualmente, investigar possíveis formas de melhorar o seu desempenho através de alterações nalguns componentes. Em segundo lugar, pretendeu-se estudar a forma como o desempenho do motor pode ser melhorado, após ser entregue ao piloto, através da afinação dos diversos parâmetros permitidos em termos regulamentares.

Para a realização deste estudo, recorreu-se ao banco de ensaios dinamométrico disponível na Korridas, que permite obter as curvas características do motor para cada um dos testes. Um dos objetivos desta dissertação passou pela interpretação do funcionamento desta ferramenta de trabalho e dos dados fornecidos por ela, para assim se compreender melhor as diferentes respostas do motor ao longo dos ensaios realizados.

1.4 Método seguido no projeto

Este projeto decorreu entre os meses de setembro de 2017 e de janeiro de 2018, tendo cada uma das tarefas sido organizadas da seguinte forma:

Numa primeira fase, procedeu-se à seleção dos parâmetros principais que iriam ser alvo de análise, à escolha da gama de rotações na qual os ensaios seriam estudados e à compreensão e interpretação do funcionamento do banco de ensaios. Escolheu-se o modo teste de rampa, que permite obter as curvas características do motor num determinado intervalo de rotações previamente definido. Definiu-se uma configuração *standard* para o motor de testes, que serviria de base de comparação para as alterações realizadas em cada ensaio. Para cada teste a um parâmetro foram efetuados no mínimo cinco ensaios, tendo sido considerados geralmente os resultados obtidos nos dois últimos. Estes valores seriam então exportados para *Excel* e seria considerada a média dos valores dos dois ensaios, comparando-os aos valores do teste realizado nesse mesmo dia para o motor com a configuração *standard*. Uma vez que a curva de potência se encontra diretamente relacionada com a do binário, optou-se por realizar a análise somente à primeira, para cada um dos ensaios.

Uma vez escolhidos os diversos parâmetros a analisar e o método para a realização de cada ensaio, iniciaram-se os testes no mês de outubro. Utilizou-se de início um motor com a configuração *Micro Max* para efetuar o teste às velas de ignição. Neste mesmo teste, este motor foi transformado para a configuração *Mini Max*, tendo sido utilizado desta forma para os restantes testes. Posteriormente, foi utilizado um motor com a configuração *Max* para a realização do teste à válvula de escape.

Uma vez terminados os ensaios no final do mês de novembro, iniciou-se a análise em *Excel* de cada um dos testes, tendo sido necessário repetir alguns deles para esclarecimento de dúvidas. Por outro lado, surgiram também novas ideias de testes após a análise dos dados, pelo que o trabalho com o banco de ensaios se prolongou até meados de dezembro. Nesta altura concluiu-se a análise e discussão dos resultados.

Desde o início do trabalho, foi sendo recolhida informação de diferentes fontes bibliográficas para a realização do estado da arte, tendo-se dedicado os meses de dezembro e de janeiro à organização de toda a informação recolhida na estrutura da dissertação.

1.5 Estrutura da dissertação

Esta dissertação encontra-se dividida em 5 capítulos individuais. Numa primeira parte faz-se a introdução ao projeto, onde se apresenta o contexto e o objetivo do mesmo, a empresa na qual se desenvolve e a metodologia seguida durante estes meses de desenvolvimento do trabalho. No capítulo 2 é realizada uma exposição teórica do funcionamento dos motores a dois tempos e dos seus principais componentes e acessórios de uma forma generalizada, sendo apresentado no capítulo 3, cada um dos componentes específicos dos motores em estudo. Ainda neste capítulo, apresentam-se os parâmetros em estudo nesta dissertação e faz-se uma descrição do funcionamento do banco de ensaios existente na empresa, com o qual se realizaram os testes necessários. O capítulo 4 inclui a demonstração e análise de todos os resultados experimentais obtidos para cada um dos parâmetros testados. Finalmente, no capítulo 5 são retiradas as principais conclusões, assim como apresentadas algumas sugestões de trabalhos futuros relacionados com o tema. Por fim, podem ser consultadas as referências utilizadas ao longo do desenvolvimento deste projeto.

2 Motores a dois tempos

Conforme o regime de funcionamento, os motores podem-se distinguir em dois tipos: os motores a dois tempos e os a quatro tempos. Um motor a dois tempos é assim designado uma vez que todo o seu ciclo de funcionamento ocorre em dois cursos do pistão. Tal como nos motores a quatro tempos, este ciclo é composto por quatro etapas fundamentais: Admissão, Compressão, Expansão e Escape. No entanto, a grande diferença dos motores a dois tempos reside no facto de estas etapas se produzirem em simultâneo (Vicente 1977). Neste trabalho, apenas será estudado o motor a dois tempos, pelo que se passa a explicar mais detalhadamente o seu funcionamento.

2.1 Funcionamento de motores a dois tempos

Tal como referido anteriormente, o ciclo de funcionamento de um motor a dois tempos é realizado em duas etapas, correspondentes a dois cursos do pistão. Conforme esquematizado na Figura 1, consideremos o primeiro tempo como sendo o movimento do pistão desde o Ponto Morto Superior (PMS) até ao Ponto Morto Inferior (PMI), e o segundo tempo como sendo o movimento inverso (Martins 2016; Bell 1999; Vicente 1977):

Primeiro tempo

1. Depois da mistura ter sido comprimida, produz-se uma faísca na vela que provoca a sua combustão, promovendo o movimento descendente do pistão e fornecendo a energia da massa gasosa à cambota – **Combustão/Expansão**;
2. À medida que o pistão desce, a janela de admissão é fechada e a mistura existente no cárter é parcialmente comprimida;
3. Na continuação do movimento, abre-se a janela de escape, por onde os gases queimados se escoam, por estarem a uma pressão superior à atmosférica – **Escape**;
4. Em seguida, a energia do movimento descendente termina e o topo do pistão expõe as janelas de transferência, permitindo que a mistura fresca, pré-comprimida no cárter, entre para o cilindro, deslocando os restantes gases queimados para o exterior (lavagem). A redução do volume do cárter, provocada pelo movimento descendente do pistão, promove a transferência da mistura para o cilindro;
5. Finalmente, o pistão chega ao PMI.

Segundo tempo

1. Quando o pistão inicia o movimento ascendente, a mistura continua a fluir para o cilindro e mantém-se o escoamento dos gases de escape – **Transferência**;
2. Na continuação do seu curso, o pistão fecha primeiro as janelas de transferência e, de seguida, a janela de escape. Simultaneamente, abre-se a janela de admissão, o orifício que provém do carburador, começando a admissão de mistura nova, aspirada pela depressão que se cria no cárter à medida que o pistão sobe – **Admissão**;
3. De seguida, o pistão comprime a mistura que permaneceu no cilindro até se atingir o PMS, reiniciando-se o ciclo – **Compressão**.

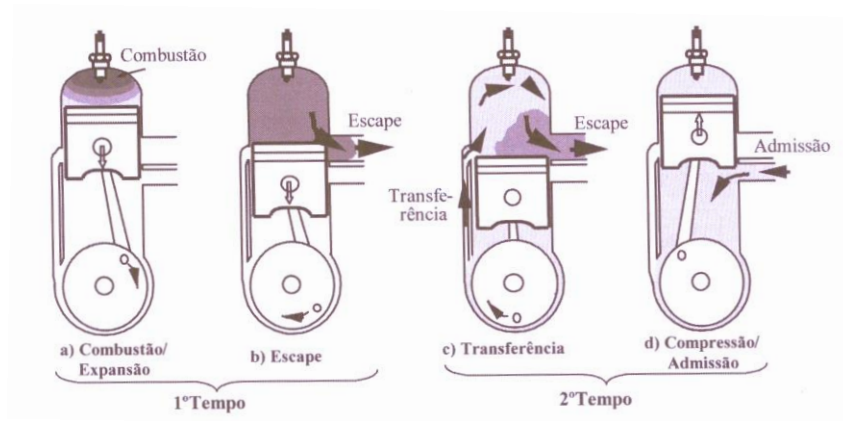


Figura 1- Esquema do funcionamento de um motor a dois tempos (Martins 2016)

2.2 Principais componentes de um motor a dois tempos

Agora que já foi explicado o funcionamento em geral dos motores a dois tempos, torna-se necessário identificar os seus principais componentes (Figura 2) e respectivas funções.

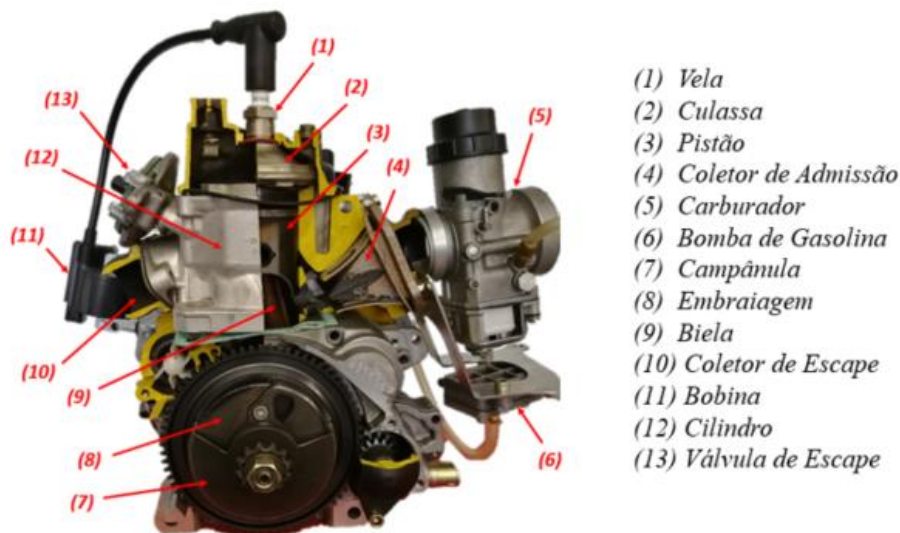


Figura 2- Principais componentes de um motor a dois tempos

2.2.1 Sistema biela-manivela

Este sistema é constituído pelo pistão, biela e cambota. Estes componentes transformam a energia proveniente da combustão da mistura ar-combustível em energia mecânica útil. As altas pressões existentes na câmara de combustão obrigam o pistão a um movimento descendente linear (alternativo), que é transformado em movimento rotativo pelo sistema biela-cambota (Martins 2016). Este sistema encontra-se esquematizado na Figura 3.

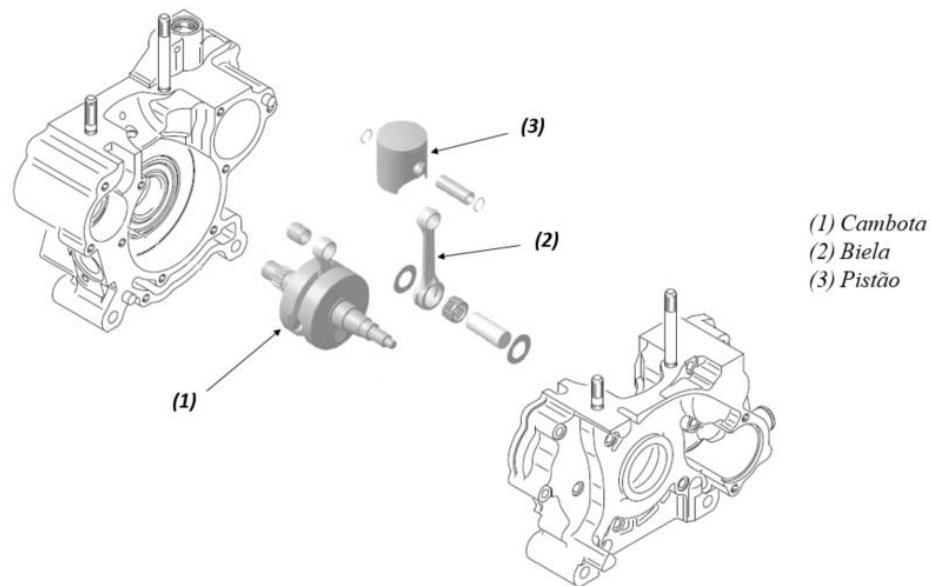


Figura 3- Sistema biela-manivela (adaptado de (Rotax 2016, 2010))

Pistão

Num motor a dois tempos, o pistão, para além de efetuar o seu trabalho normal de receber a força expansiva do combustível, tem de executar a função de uma válvula, abrindo e fechando as janelas à sua passagem (Vicente 1977).

Para permitir a dilatação e lubrificação, o pistão é fabricado com um diâmetro inferior ao do cilindro, sendo a estanquicidade conseguida pelo uso do segmento, alojado na ranhura porta-segmento. Para assegurar a vedação, o segmento é cortado num ponto, apresentando um diâmetro superior ao do cilindro. Assim, quando introduzido no cilindro, comporta-se como uma mola, pressionando-se contra ele (Martins 2016).

Biela

A função da biela é transformar o movimento alternativo do pistão em movimento de rotação da cambota (Martins 2016).

Cambota

A cambota é a segunda peça (depois da biela) responsável pela transformação do movimento alternativo do pistão em rotativo do eixo do motor. A cambota pode ser uma só peça fabricada por fundição ou por forjamento, ou ser formada por várias peças, para permitir a desmontagem e o uso de rolamentos entre esta e a biela. Este elemento está sujeito a grandes esforços, principalmente de torção e flexão, mas também de corte (Martins 2016).

2.2.2 Admissão ao cárter

A admissão ao cárter pode ser controlada de três maneiras distintas: por saia do pistão, por válvula rotativa ou por lamelas (Figura 4).

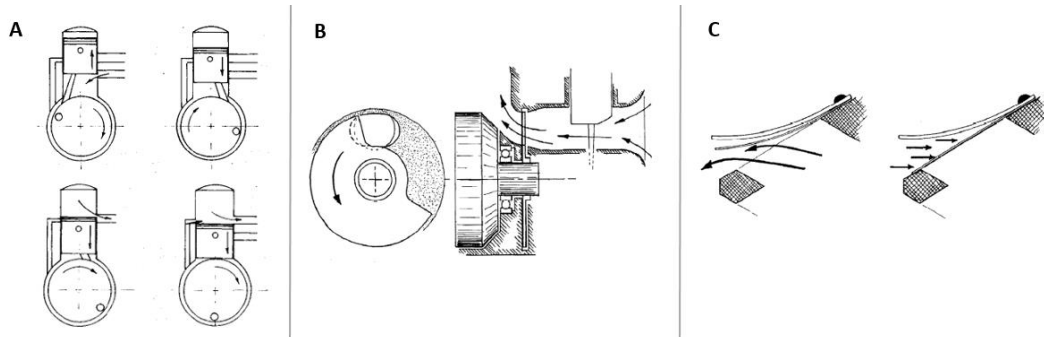


Figura 4- Admissão ao cárter controlada por: A: Saia do pistão (Bell 1999); B: Válvula Rotativa (Jennings 1973); C: Lamelas (Jennings 1973)

O controlo da admissão ao cárter por saia do pistão (Figura 4-A) consiste no aproveitamento do movimento de vaivém do pistão para permitir a entrada ou não da mistura. Por vezes, criam-se aberturas na saia do pistão para que a admissão seja realizada mais cedo.

A válvula rotativa consiste num disco no qual uma secção foi cortada, conseguindo assim controlar uma abertura ao cárter. Este disco encontra-se acoplado à cambota. Os motores com este tipo de sistema de admissão distinguem-se exteriormente, uma vez que apresentam o carburador ligado ao cárter em vez de ligado ao cilindro (Martins 2016). Um esquema deste sistema encontra-se representado na Figura 4-B.

A utilização do sistema de admissão por válvula de lamelas (Figura 4-C) permite que a admissão seja realizada somente quando houver um diferencial de pressões negativo entre o carburador e o cárter (Martins 2016). Desta forma, a admissão por lamelas permite um bom funcionamento do motor a baixas rotações, já que impede o retorno da mistura, melhorando o enchimento do cilindro a baixas velocidades. A baixa rotação e baixa carga, a válvula abrirá durante um curto período, enquanto que a alta rotação e alta carga, as lamelas podem permanecer abertas continuamente, com escoamento ininterrupto para o motor (Martins 2016).

Esta válvula de admissão é colocada numa zona de transferência (ligação do cárter ao cilindro), pelo que a inércia da coluna da mistura a entrar permite que o fluxo nunca pare, entrando alternadamente para o cárter (por baixo do pistão) e para o cilindro (por cima do pistão) (Martins 2016), conforme demonstrado na Figura 5.

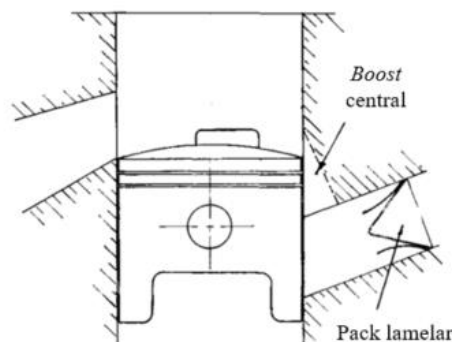


Figura 5- *Boost* central para motores com admissão controlada por lamelas (Bell 1999)

2.2.3 Cilindro

O cilindro do motor é o local onde o pistão realiza o seu movimento e onde estão localizadas as janelas. Existem três tipos diferentes de janelas: as de admissão, transferência e escape.

As janelas de admissão são as responsáveis pela entrada de mistura para o cárter, sendo que também é possível existir em simultâneo uma janela de admissão direta para o cilindro. As janelas de transferência permitem a passagem da mistura do cárter para o cilindro. A janela de escape lança para o tubo de escape os gases já queimados.

O ideal é que as janelas ofereçam uma superfície de fricção ao gás o mais pequena possível, ou seja, que o gás perca o mínimo de velocidade em contacto com as paredes da janela. Por este motivo, a figura geométrica mais favorável é o círculo. No entanto, a forma mais usada nas janelas costuma ser a retangular. Embora ofereça maior fricção aos gases, estabelecendo uma restrição de velocidade e a possibilidade de contracorrentes, apresenta uma grande vantagem: para uma superfície igual, uma janela retangular fica mais baixa do que qualquer uma dos outros tipos (circular, de duplo círculo, elíptica). Desta forma, o trabalho de fechar, por parte do pistão, efetua-se com maior rapidez e, além disso, quando o pistão destapa as janelas, fá-lo deixando a descoberto de imediato maior superfície de entrada, o que permite uma admissão mais rápida da mistura no interior do cilindro (Vicente 1977).

Hoje em dia, utiliza-se muito o sistema de “escalonamento” das janelas do cilindro, que consiste na existência de janelas de transferência com diferentes graus de abertura entre si. O desenvolvimento desta tecnologia levou os fabricantes a esquecer a obtenção de elevada pressão no cárter, conduzindo a uma transferência da mistura para o cilindro de uma maneira mais ordenada e controlada. Para além do mais, as janelas de transferência foram redirecionadas: antes apresentavam uma inclinação que favorecia a entrada da mistura para a parte superior do cilindro, porém, com esta inovação, esta inclinação passa a ser muito pequena ou inexistente, conforme esquematizado na Figura 6. Desta forma, os gases entram de cada um dos lados da superfície da cabeça do pistão, os dois fluxos colidem e dissipa-se parte da sua energia. Pelo facto de se gerar menor turbulência na mistura, devido à menor compressão no cárter e à dissipação de energia, o motor poderá ter a janela de transferência a abrir mais abaixo, já que existe menor risco de fugas de mistura pela janela de escape. Esta adaptação dos cilindros gera maior potência média e máxima, uma vez que se obtém um maior grau de abertura da janela e, consequentemente, maior tempo de transferência, especialmente a elevadas rotações (Bell 1999).

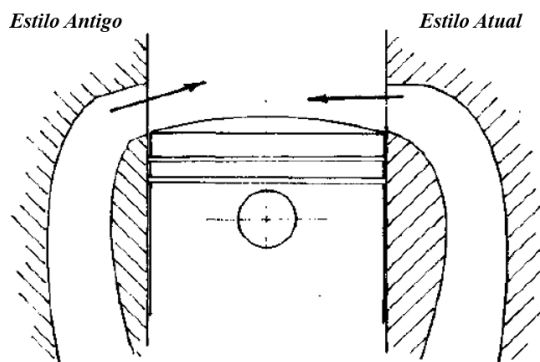


Figura 6- Estilo antigo e atual das janelas de transferência dos cilindros (Bell 1999)

No que diz respeito à janela de escape, vários foram os estudos realizados com o intuito de obter a melhor relação de compromisso entre a potência obtida e o desgaste produzido. Uma

janela de escape muito larga provoca um desgaste excessivo do segmento e do cilindro. Uma janela estreita reduz a potência, mas garante maior fiabilidade. Uma janela alta restaura a potência perdida, no entanto limita muito a curva de potência. Uma forma de contornar o problema, passa por adicionar duas janelas de escape auxiliares, colocando uma de cada lado da janela de escape principal e acima das janelas de transferência. Estas duas janelas auxiliares, designadas por *boosters*, conectam-se à principal antes da flange de escape (Bell 1999).

O meio mais frequente de introduzir e retirar gases do cilindro nos motores a dois tempos é por janelas escavadas no cilindro, geralmente controladas pela passagem do pistão. Como não dispõe de tempos distintos de admissão e escape, são os gases frescos a entrar no cilindro que vão expulsar os queimados que lá se encontram, num processo de lavagem (Martins 2016), que será explicado no decorrer deste subcapítulo.

Mapeamento e Diagramas de um Cilindro

A melhor forma de estudar a influência e comportamento dos vários tipos de janelas existentes no cilindro, indispensável para quem quiser realizar modificações a este nível, passa pela criação de um mapa do cilindro. Este mapa, quando realizado corretamente, fornece uma ideia do tempo de abertura e da área de cada uma das janelas (MacDizzy and MTSTE 2012). O primeiro passo para a criação deste mapa, consiste na introdução de uma folha de papel no respetivo cilindro. Posteriormente, com a ajuda de um lápis, é feita a marcação de cada uma das janelas existentes, tal como demonstrado na Figura 7.

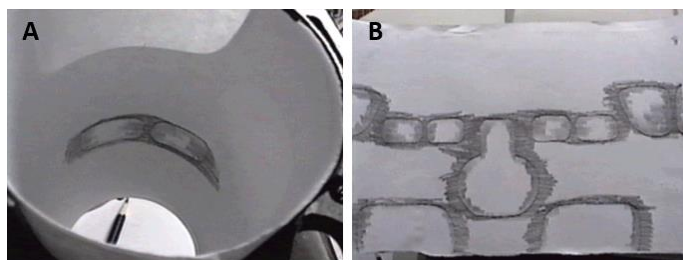


Figura 7- A: Procedimento para a realização de um mapa de um cilindro; B: Mapa final do cilindro in “http://www.macdizzy.com/cylinder_map.htm, consultado em 2018-01-11, 10:30”

Uma outra ferramenta de estudo relacionada com os cilindros é a criação de um diagrama de funcionamento do motor, que pode ser obtido através do mapa anteriormente referido (Figura 8) ou por medição dos graus de abertura de cada uma das janelas em relação ao PMI.

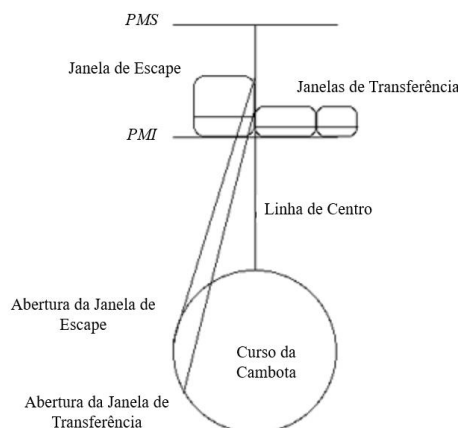


Figura 8- Obtenção do diagrama de funcionamento do motor, a partir do mapa do cilindro in “http://www.macdizzy.com/cylinder_map3.htm, consultado em 2018-01-11, 10:30”

Na Figura 9, apresenta-se um diagrama geral de funcionamento de um motor a dois tempos.

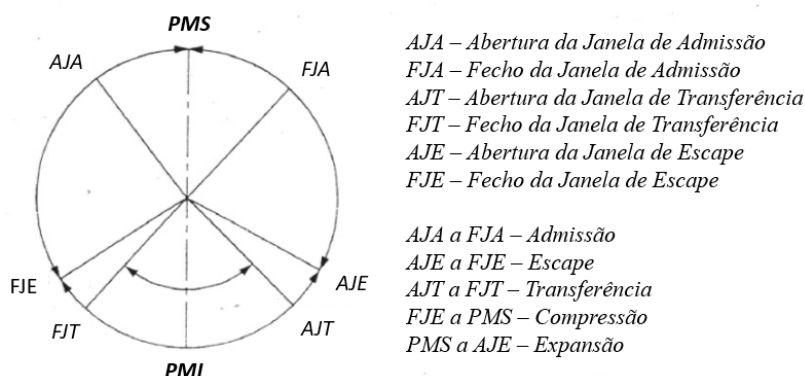


Figura 9- Diagrama geral de funcionamento de um motor a dois tempos in
 “<https://pt.scribd.com/document/284391595/Port-Timing-Diagram-of-Two-Stroke-Cycle-Petrol-Engine>,
 consultado em 2018-01-13, 15:15”

Nesta dissertação não se considerou a modificação das janelas do cilindro como alvo de estudo e, como tal, informa-se o leitor interessado da existência de mais informação acerca das formas e tipos de janelas, bem como de cálculos relacionados com este parâmetro, nos capítulos “Port Timing” e “Cylinder Scavenging” do livro *Two-Stroke Tuner’s Handbook* (Jennings 1973) e no capítulo 3 do livro *Two-Stroke Performance Tuning* (Bell 1999).

Lavagem

Distinguem-se três tipos principais de lavagem: transversal, por laço e unidirecional (Martins 2016; Bell 1999) (Figura 10):

- Lavagem transversal (Figura 10-A): janelas de admissão e escape estão colocadas em lados opostos do cilindro, frente-a-frente. Para que os gases frescos não passem diretamente da janela de admissão para a de escape, o pistão tem um defletor que direciona os gases frescos para o topo do cilindro, local onde se situa a vela e se iniciará a combustão. No entanto, esta técnica aumenta a superfície de acumulação de calor, pelo que apenas se torna seguro trabalhar com baixas potências de saída, evitando o contínuo risco de gripar o pistão.
- Lavagem por laço (*Schnürle*) (Figura 10-B): apresenta várias janelas de transferência dispostas radialmente que ocupam grande parte do perímetro do cilindro, sendo algumas orientadas para cima, na direção oposta da janela de escape. Desta forma, o próprio fluxo gera uma resistência natural à saída dos gases diretamente pela janela de escape.
- Lavagem unidirecional (Figura 10-C): a entrada e a saída dos gases dão-se em locais diferentes do cilindro, uma no topo e a outra na base. Geralmente, na base do cilindro aparecem janelas de admissão a toda a sua volta e o escape é feito por válvulas de tülipa situadas na cabeça do motor (Figura 10-C a)). A configuração pode ser a contrária, ou seja, admissão por válvulas na cabeça e escape por janelas na base, tal como no esquema da Figura 10-C b).

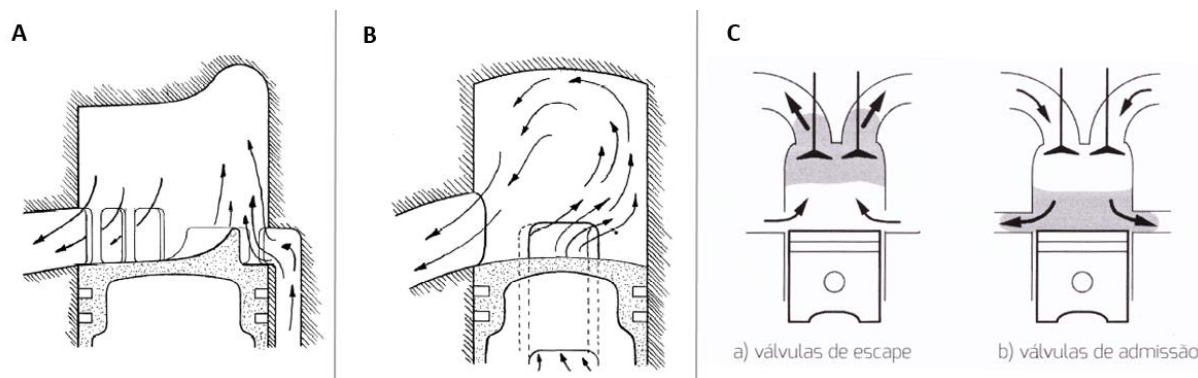


Figura 10- Tipos de lavagem num motor a dois tempos: A: Lavagem transversal (Jennings 1973); B: Lavagem por laço ou *Schnürle* (Jennings 1973); C: Lavagem unidirecional (com válvulas de escape na cabeça do motor em a), e em b) com válvulas de admissão) (Martins 2016)

Vários estudos foram efetuados e provaram que o método *Schnürle* é o que apresenta melhor potência e confiabilidade (Bell 1999).

O processo de lavagem é um parâmetro crítico nos motores a dois tempos: uma boa lavagem proporciona um motor muito potente (como o ciclo de funcionamento ocorre em metade dos tempos, quando comparado com o motor de quatro tempos, tem potencial para ter o dobro da potência de um a quatro tempos da mesma cilindrada); uma má lavagem faz com que a gasolina por queimar saia pelo escape e que a combustão seja efetuada com grande percentagem de gases queimados, levando a altos consumos, elevadíssimas emissões de poluentes e combustões lentas e incompletas (Martins 2016).

2.2.4 Válvula de Escape

Tal como a admissão, também a janela de escape tem abertura/fecho simétrica relativamente ao PMI. Por este motivo, surgiram as válvulas de escape com o intuito de controlar a janela de escape, de modo a que esta fechasse mais cedo do que abrisse e, principalmente, de modo a que variasse a sua abertura ao longo das rotações (Martins 2016).

A reduzidas velocidades, a válvula encontra-se fechada, o que leva a janela de escape a ficar destapada mais em baixo, permitindo uma maior expansão dos gases e, assim, proporcionando um menor consumo e um maior binário. A velocidades elevadas, a válvula abre, ficando a janela de escape aberta durante um período muito maior, permitindo que os gases de escape saiam livremente proporcionando elevadas potências (Martins 2016).

2.2.5 Culassa

A culassa é o componente do motor colocado por cima do cilindro que, pela sua forma, define o perfil da câmara de combustão. Neste elemento, existe uma cavidade na qual se posiciona a vela. O mais importante na culassa é a forma da câmara de combustão e a localização da vela (Bell 1999), pois estes serão parâmetros fundamentais para se obter um bom rendimento de combustão.

Combustão

No motor a dois tempos, o ar e a mistura, após serem transferidos para o cilindro, são comprimidos pelo pistão no seu movimento ascendente para o volume da câmara de combustão. Perto do PMS, inicia-se a combustão, através duma faísca elétrica que salta entre os eletrodos

da vela. Após a inflamação da mistura nessa região, a frente de chama é propagada ao restante volume de mistura, sendo extinguida nas paredes da câmara e do cilindro. A propagação da frente de chama é turbulenta e não laminar, pelo que se desenvolve de uma forma irregular, podendo variar de ciclo para ciclo. A forma irregular de propagação da frente de chama é causada não só pelo desenvolvimento turbulento da combustão, mas também pela turbulência que a mistura possuía aquando da sua introdução no cilindro e pelas discontinuidades espaciais de riqueza da mistura. Este fenómeno é conhecido por dispersão cíclica (Martins 2016).

A combustão normal pode ser dividida em quatro fases (Martins 2016):

1. Ignição pela faísca;
2. Desenvolvimento inicial da chama;
3. Propagação da chama;
4. Extinção de chama.

Estas quatro zonas têm uma duração entre 30 e 90° da cambota. A combustão inicia-se antes do PMS e termina após o instante de pressão máxima (Martins 2016).

A fase inicial da combustão é conhecida por fase de desenvolvimento da chama, que é definida como o tempo necessário para queimar 1% da massa da mistura. A duração da combustão é definida entre os valores de 1 e 90% de mistura queimada, dependendo fortemente da riqueza da mistura, mas também da velocidade do motor, da geometria da câmara, da posição da vela e, obviamente, da velocidade de combustão. A velocidade de combustão é determinada por processos de difusão na frente de chama, sendo muito importante o grau de turbulência da mistura e a sua temperatura (Martins 2016).

Elevados rendimentos e baixos consumos são obtidos com combustões rápidas e com a libertação de calor no momento certo. Esta libertação de calor deverá acontecer próxima do PMS. Se o calor for libertado muito cedo, origina pressões elevadas durante o movimento ascendente do pistão, reduzindo o efeito motor e aumentando as perdas térmicas para as paredes da câmara. Se for libertado muito tarde, não originará pressões elevadas, sendo uma elevada entalpia descarregada nos gases de escape e transferido bastante calor para as paredes do cilindro. Além de maximizarem o trabalho do ciclo real, as combustões rápidas também minimizam a ocorrência do *knock* (detonação) (Martins 2016). A detonação ocorre quando uma porção de mistura se autoinflama espontaneamente após a ignição normal. A frente de chama assim criada colide então com a chama proveniente da vela, causando um aumento rápido e violento da pressão, e a explosão e contrapressões resultantes provocam graves danos aos componentes interiores do motor (Bell 1999). Este efeito encontra-se representado na Figura 11.

Detonação dos gases mais afastados da vela

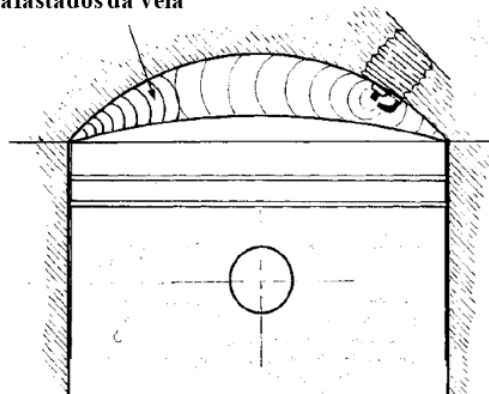


Figura 11- Efeito *knock* (Bell 1999)

Caso a chama da vela se propague o suficientemente rápido até aos limites da câmara de combustão, estes gases não vão ter tempo de aquecer o suficiente para se autoinflamarem. Desta forma, a solução para evitar a detonação passa por manter estes gases frios e reduzir o tempo necessário para a chama de combustão os alcançar (Bell 1999).

A maneira mais óbvia de cumprir este segundo requisito é tornar a câmara de combustão o mais pequena possível e colocar a vela no centro da câmara (Bell 1999).

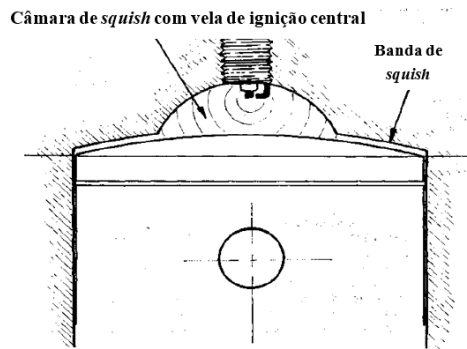
Uma outra forma de reduzir o risco de detonação é aumentando a velocidade de combustão, ao criar turbulência na mistura. Esta turbulência da mistura favorece a transferência de calor da frente de chama da vela. Uma combustão rápida, para além de evitar problemas de detonação, permite também diminuir o avanço da ignição. Quanto mais perto do PMS ocorrer a ignição, menos trabalho se desperdiça a comprimir uma mistura que está a tentar expandir e menos energia se perde sob a forma de calor para o pistão e culassa. O motor trabalha mais frio e gera-se maior potência (Bell 1999).

Para gerar turbulência na mistura em motores a dois tempos, existem três processos diferentes: o *swirl*, o *tumble* e o *squish*.

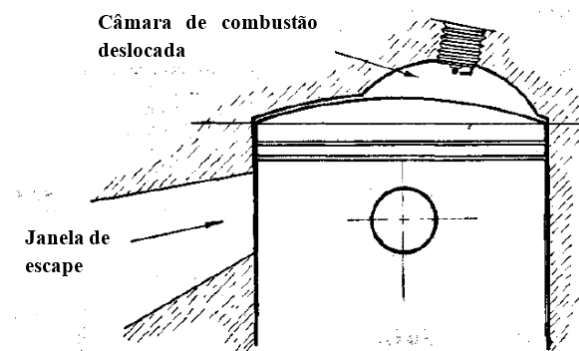
A turbulência por *swirl* pode ser conseguida à custa da inserção de obstáculos no escoamento, como a adição de um defletor à cabeça do pistão (Giritharan and Madhu 2016). Porém, eleva-se as perdas de carga e condiciona-se a potência máxima desenvolvida pelo motor. Um outro processo referido por Ingvosren, Meyer e Walther para criar um escoamento *swirl* passa por inclinar as janelas de transferência relativamente à direção radial (Ingvorsen et al. 2013).

O processo de gerar turbulência por *tumble* consiste na criação de um turbilhão de eixo perpendicular ao eixo do cilindro, que é intensificado aquando da compressão da mistura (Martins 2016). Esta técnica é também utilizada para evitar o curto-circuito da mistura admitida para motores a dois tempos regulados por válvulas (Li, He, and Zhao 2014).

Geralmente, nos motores a dois tempos, a turbulência é criada através de uma banda de *squish* (Figura 12), que consiste no “esmagamento” da mistura na periferia da câmara de combustão quando o pistão sobe até ao PMS. A mistura que aí se encontrava é violentamente atirada para o centro da câmara, produzindo um nível de turbulência muito alto (Martins 2016). Esta movimentação dos gases permite uma condução rápida da chama de combustão até à extremidade da câmara de combustão, evitando a detonação. Uma parte da mistura permanece na banda de *squish* e sofre na mesma o aquecimento provocado pela compressão. No entanto, o facto da banda ser fina, permite que a mistura resista à autoignição, já que transfere rapidamente o calor para o pistão e para a culassa. Estes gases periféricos são consumidos apenas parcialmente quando o pistão se afasta do PMS, sendo este fator a principal desvantagem das câmaras de combustão com banda de *squish*, uma vez que uma mistura que não arda, é uma mistura que em nada contribui para a saída de potência. Para além do mais, estes gases periféricos contribuem para a libertação para o tubo de escape e, consequentemente, para a atmosfera, de poluentes gerados por hidrocarbonetos que não arderam (Jennings 1973).

Figura 12- Câmara de combustão de *squish* (Bell 1999)

Um outro tipo de câmara de combustão é o representado na Figura 13, na qual se desloca a câmara para o lado onde se realiza a admissão ao cilindro. A região do cilindro e do pistão que se encontra do lado do escape é sempre a mais quente, o que leva a dilatações anormais e, em alguns casos, a que o pistão gripe. Com este tipo de câmara, consegue-se evitar o contacto direto desta zona com a chama de combustão, diminuindo a sua temperatura (Bell 1999).

Figura 13- Câmara de combustão de *squish* deslocada (Bell 1999)

Uma característica inerente à câmara de combustão é a taxa de compressão do motor, que se traduz pelo rácio entre o volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão (Equação 2.1) (Bell 1999). Estes dois tipos de volumes encontram-se indicados na Figura 14.

$$C = \frac{VC + VCC}{VCC} \quad (2.1)$$

Onde:

C é a taxa de compressão

VC é o volume do cilindro e

VCC é o volume da câmara de combustão

O volume do cilindro (VC) é calculado através da Equação 2.2 (Bell 1999):

$$VC = \pi r^2 \times c \quad (2.2)$$

Onde:

VC é o volume do cilindro

r é o raio do cilindro e

c é o curso

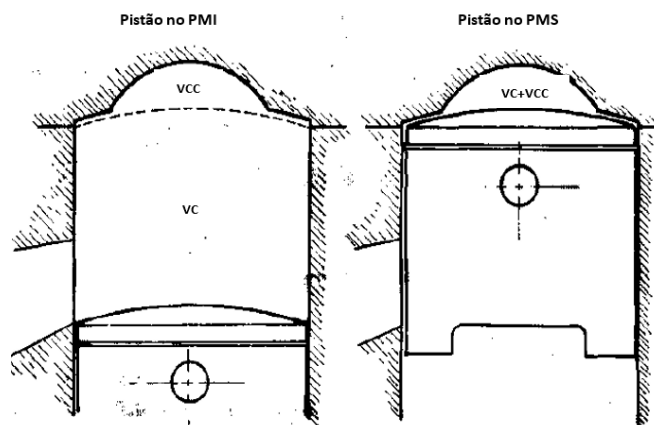


Figura 14- Taxa de compressão geométrica, em que VC é o volume do cilindro e VCC é o volume da câmara de combustão (Bell 1999)

Esta taxa de compressão é a geométrica. Porém, existe um outro conceito associado à taxa de compressão, no qual se considera o volume do cilindro somente após o fecho da janela de escape. Assim, obtém-se a taxa de compressão retida.

Existem várias formas de variar a taxa de compressão (Martins 2016):

1. Variação do volume da câmara de combustão;
2. Movimentação da culassa ou do conjunto cilindro-culassa;
3. Modificação da geometria da biela-cambota;
4. Variação da posição do eixo da cambota.

Aumentando a taxa de compressão, consegue-se uma velocidade de chama mais rápida, pois a pressão e a temperatura da mistura são mais elevadas no instante da ignição e da posterior propagação. O aumento da pressão e da temperatura faz com que a energia necessária para a ignição da mistura seja mais baixa, originando um início de combustão mais fácil e rápido. Da mesma maneira, a propagação da frente de chama é também mais rápida, originando velocidades de combustão elevadas (Martins 2016). O aumento da taxa de compressão, ao reduzir a altura da banda de *squish*, pode também levar a um aumento da turbulência da mistura, favorecendo igualmente a combustão.

2.2.6 Sistema de Ignição

Do sistema de ignição fazem parte vários componentes que, no seu conjunto, são responsáveis pela realização da combustão. O motor dispõe de um sensor de posição, o *pick-up*, que é responsável pela realização da leitura da posição absoluta (correspondente ao PMS), marcada por uma reentrância existente na cambota. Em motores mais evoluídos, esta informação é fornecida à unidade de controlo eletrónico (ECU) ou centralina que, com os restantes dados, calcula o avanço da ignição, enviando um sinal à bobina que produzirá a faísca. Para que a faísca possa ser produzida dentro do cilindro, é necessário usar um componente de remoção fácil, que isole eletricamente os contactos onde se produzirão as faíscas. Este componente é a vela (Martins 2016).

Vela

A vela é formada por um eléctrodo central e um lateral, entre os quais salta a faísca (Martins 2016), que podem assumir diferentes configurações, tal como demonstrado na Figura 15. A distância existente entre o eléctrodo central e o lateral (pólo) é um fator que influencia a

ignibilidade da mistura. Uma maior abertura do pólo requer mais voltagem e apresenta maior taxa de libertação de energia, porém compromete a durabilidade da vela. Para aberturas pequenas do pólo da vela, a formação da chama torna-se mais lenta, devido ao efeito de extinção dos elétrodos. Esta diminuição da distância entre elétrodos, aumenta significativamente a transferência de calor pelo elétrodo lateral (Abdel-Rehim 2013).

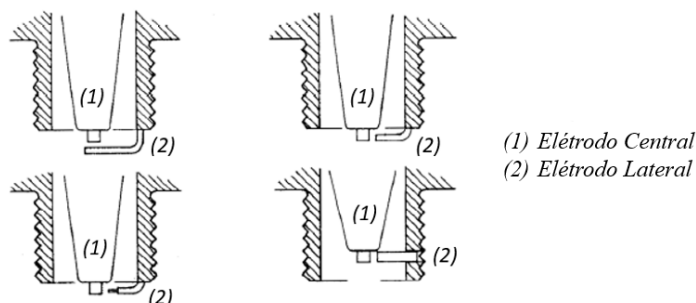


Figura 15- Diferentes configurações para o elétrodo central e lateral (Jennings 1973)

O elétrodo central encontra-se envolvido por um isolador cerâmico e apresenta, na sua parte inferior, um corpo metálico com rosca, que serve para posicionar a vela na câmara de combustão e para fazer a ligação da massa (culassa) ao elétrodo lateral. A vedação entre o isolador cerâmico e o corpo metálico é feita por meio de anilhas interiores, enquanto que a vedação entre a vela e a culassa se faz por meio de uma anilha deformável. O cabo que provém da bobina é ligado através do cachimbo ao terminal da vela que, por sua vez, está ligado ao elétrodo central (Martins 2016).

As velas devem conservar uma temperatura ótima de funcionamento, que não seja alta demais de forma a produzir inflamação espontânea da mistura, nem baixa demais, originando irregularidades de funcionamento e depósitos. Por este motivo, as velas apresentam diferentes graus térmicos, existindo velas frias e quentes. O grau térmico de uma vela corresponde à maior ou menor facilidade que esta possui para irradiar o calor acumulado no elétrodo central. Há motores que necessitam de velas que funcionem a temperaturas mais elevadas, pelo que se limitam as perdas de calor para a culassa. Estas velas apresentam um baixo grau térmico e denominam-se velas quentes. O trajeto para dissipação de calor é, neste caso, mais longo do que o das velas frias, ou seja, as de alto grau térmico (Martins 2016). Uma vela do tipo quente transfere o calor da combustão de uma forma lenta e é utilizada em motores com temperaturas de combustão relativamente baixas. Por outro lado, uma vela fria transfere o calor rapidamente, pelo que é utilizada para evitar o sobreaquecimento em motores que trabalham a altas temperaturas (Bell 1999).

Quando se modifica a taxa de compressão do motor, a temperatura a que fica submetida a câmara de combustão modifica-se, de tal modo que quanto maior for a taxa de compressão, maior será a temperatura (Vicente 1977). Desta forma, como a vela receberá maior calor proveniente da combustão, esta deve ser mais fria para permitir um maior arrefecimento.

Os principais fatores que determinam o grau térmico da vela são o comprimento do isolante (Figura 16) e a composição da liga do elétrodo. As velas quentes apresentam isolantes compridos, criando um longo trajeto para a transferência do calor. As velas frias apresentam um isolante mais curto, transferindo o calor de forma mais rápida para a culassa (Bell 1999).

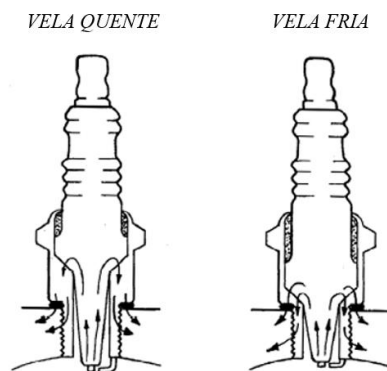


Figura 16- Influência do grau térmico de uma vela de ignição (Jennings 1973)

2.2.7 Tubo de escape

Originalmente, o tubo de escape foi desenhado de forma a libertar os gases queimados do motor o mais depressa possível. Posteriormente, há medida que se foi aperfeiçoando o conhecimento acerca das ondas de pressão, tentou-se aproveitá-las para remover os gases de escape do cilindro (Bell 1999).

As ondas sónicas que se propagam no tubo de escape, movem-se a uma velocidade determinada pela temperatura e pressão do fluxo dos gases de escape. Estas ondas vão sendo refletidas ao longo do tubo, quer este seja fechado ou aberto no fim. Outra característica deste tipo de onda é o facto de o seu sinal se inverter ao atingir a abertura do escape, ou seja, uma onda positiva ao chegar à abertura do escape, volta a subir o tubo como onda negativa, e vice-versa. A reflexão de uma onda num tubo fechado não altera o seu sinal (Bell 1999).

O tubo de escape direto não aproveita da melhor forma estas ondas para que removam os gases de escape de dentro do cilindro. Com este sistema, uma onda de pressão positiva desce pelo tubo mal a janela de escape se abre. Ao atingir a abertura de escape, esta é refletida como onda negativa, mas com intensidade reduzida, uma vez que parte da energia foi perdida para a atmosfera. Contudo, a onda ainda possui alguma energia e, ao subir o tubo, se a janela de escape ainda estiver aberta, ajuda a evacuar o cilindro. Se for este o caso, esta onda ainda negativa dá então a volta, voltando a propagar-se pelo tubo de escape, até que atinja a saída de escape e seja refletida novamente, agora como onda de pressão positiva. Se o tubo de escape apresentar o comprimento correto, então esta onda positiva chega à janela de escape mesmo antes de esta fechar, forçando qualquer mistura que possa ter escoado para o escape a voltar para o cilindro, para ser queimada. Na teoria, este sistema funcionaria de forma eficiente, no entanto, perde-se muita energia cinética, sempre que a onda sónica atinge a saída do escape (Bell 1999).

Como forma de reduzir a perda de energia neste ciclo, adiciona-se um difusor ao final do escape (Figura 17): quando a janela de escape abre, forma-se uma onda de pressão positiva que se desloca até ao difusor (A) onde parte da sua energia é refletida para trás como pressão negativa (B), para ajudar a limpar o cilindro e a puxar mistura fresca pelos *transfers*. O vácuo criado pelo difusor é forte o suficiente para puxar parte da mistura fresca para o tubo de escape (C), no entanto a onda de pressão positiva original é refletida para trás na parte convergente do difusor para arrastar esta mistura fresca novamente para o cilindro, até que o pistão feche a janela (D). Depois, a onda de pressão sai pelo escape, para o início de um novo ciclo.

Este procedimento é idêntico ao verificado no tubo de escape direto, no entanto, com a utilização do difusor, as paredes divergem de forma a que a onda sónica reaja como se tivesse atingido a saída do escape. Só que, desta forma, as ondas refletidas retêm a maior parte da energia e conseguem criar um vácuo que pode atingir 0,41 atm. Uma onda desta magnitude consegue ser muito eficaz a escoar os gases de escape de dentro do cilindro e a forçar a mistura

fresca a subir do cárter para as janelas de transferência. Este sistema tem o inconveniente de a onda de pressão negativa chegar a maior parte das vezes no momento errado, arrastando mistura para o escape. A janela de escape fecha antes da chegada da onda de pressão positiva refletida, para forçar a mistura de volta ao cilindro (Bell 1999).

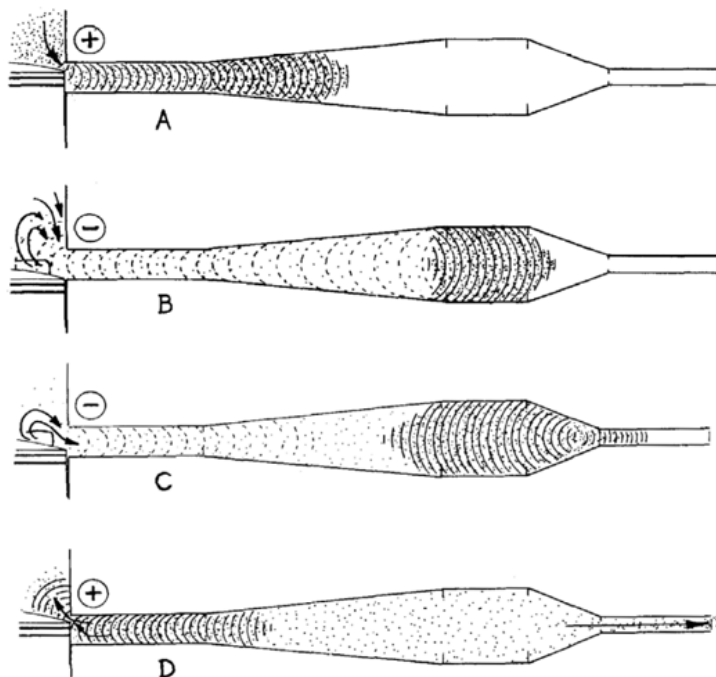


Figura 17- Funcionamento do escape com difusor (adaptado de (Jennings 1973))

Nesta dissertação não se considerou o tubo de escape como alvo de estudo. No entanto, sendo este fundamental no desempenho do motor a dois tempos, informa-se o leitor interessado da existência de mais informação acerca de cálculos relacionados com este componente, no capítulo “*Expansion Chambers*” do livro *Two-Stroke Tuner’s Handbook* (Jennings 1973), no capítulo 4 do livro *Two-Stroke Performance Tuning* (Bell 1999) e no capítulo 10.1.8.3. do livro *Motores de Combustão Interna* (Martins 2016).

2.2.8 Carburador

O requisito básico de um carburador é garantir uma proporção de gasolina e ar que seja facilmente combustível e que permita um bom desempenho ao longo de toda a curva de potência (Bell 1999). Esta proporção é assegurada através de um conjunto de componentes que permitem regular a quantidade de gasolina e ar admitida para o motor.

Nos motores a dois tempos, o movimento ascendente do pistão cria um vácuo parcial no cárter. Como a pressão atmosférica é superior à pressão existente no cárter, dá-se um escoamento de ar através do carburador para tentar igualar a diferença de pressão (Bell 1999).

A parte fulcral de um carburador é uma conduta convergente-divergente por onde passa o ar, chamada *venturi*. Como no *venturi* a área de passagem se reduz, o ar é acelerado. Pela lei de *Bernoulli*, um aumento de velocidade do ar traduz-se numa diminuição da sua pressão que, por sua vez, origina o caudal de gasolina (esta é aspirada da cuba) e que faz com que esta se misture com o ar. No *venturi* existe um êmbolo que produz a redução da área da conduta (Martins 2016). Este êmbolo encontra-se ligado ao cabo do acelerador, pelo que, quando se acelera, o cabo puxa o êmbolo. Desta forma, regula-se a passagem de ar pela conduta consoante

a posição do acelerador. Quanto maior for a abertura do acelerador e a rotação do motor, maior o fluxo de ar e, conseqüentemente, maior a depressão criada. Desta forma, aumenta-se o fluxo de gasolina para o motor (Bell 1999).

A cuba é o local do carburador onde se armazena a gasolina, sendo o conjunto boias e válvula da agulha principal o responsável por manter o seu nível correto (Bell 1999). A passagem de gasolina para a cuba é realizada através da válvula da agulha principal, que se mantém aberta até as boias atingirem o nível de gasolina máximo. Um nível alto de gasolina irá originar uma mistura enriquecida, provocando um consumo excessivo e pouco andamento em pista. Por outro lado, um baixo nível de gasolina origina conseqüências ainda mais sérias, podendo resultar em poços ao acelerar na saída das curvas, ou ainda, em casos extremos, num sobreaquecimento do motor, gripando (Bell 1999).

A admissão de gasolina da cuba para o motor é regulada essencialmente por orifícios calibrados, denominados *gicleurs*, existindo dois tipos: o de mínimas e o de máximas ou principal.

O *gicleur* de mínimas garante uma mistura rica a baixas velocidades, quando não existe escoamento de ar através do carburador em proporções suficientes para garantir o funcionamento do sistema de *gicleur* principal. Quando a gaveta do carburador (êmbolo) está quase fechada, a restrição criada ao fluxo de ar gera um elevado vácuo do lado do êmbolo associado ao motor. Este vácuo cria o diferencial de pressão necessário para que o *gicleur* de mínimas funcione (Bell 1999).

De forma a emulsionar a gasolina à medida que esta passa pelo *gicleur* de mínimas e para garantir um ajuste à mistura, este sistema incorpora um circuito de sangramento de ar e um parafuso de ajuste do ar (Figura 18). Rodar o parafuso no sentido anti-horário diminui a restrição ao sangramento do ar e empobrece a mistura. Contrariamente, rodando o parafuso no sentido horário, enriquece-se a mistura, uma vez que se reduz a quantidade de ar que passa pelo circuito de sangramento do ar (Bell 1999).

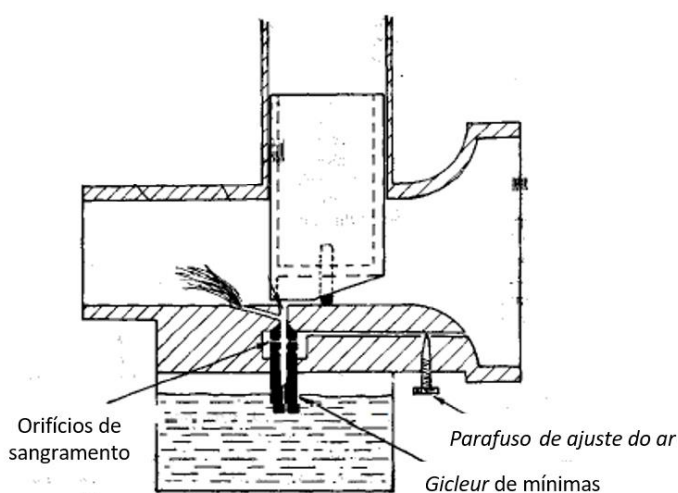


Figura 18- Sistema de *gicleur* de mínimas (adaptado de (Bell 1999))

No sistema de admissão principal (Figura 19), o controlo do fluxo de gasolina é realizado através do *gicleur* de máximas (ou principal), do atomizador e da agulha. O *gicleur* de máximas controla o fluxo de gasolina da cuba para o atomizador. A admissão através do *gicleur* de máximas geralmente ocorre para uma abertura de $\frac{1}{4}$ do acelerador, uma vez que a esta altura o *gicleur* de mínimas já excedeu a sua capacidade de escoamento de gasolina (Bell 1999).

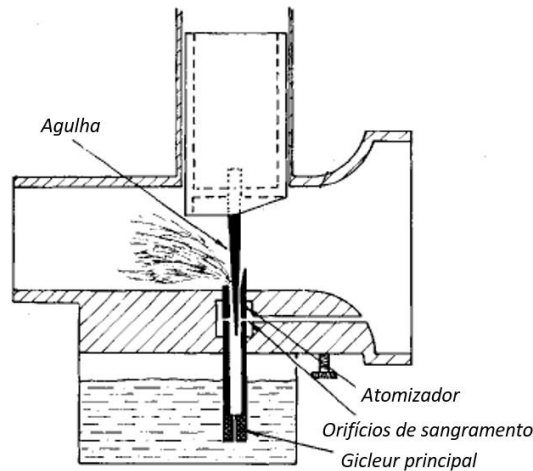


Figura 19- Sistema de *gicleur* de máximas (adaptado de (Bell 1999))

Solidária com o êmbolo, existe uma agulha que trabalha num assento circular. A secção da agulha é variável, permitindo um maior ou menor escoamento do combustível, consoante esteja mais elevada ou mais profundamente introduzida no orifício, respetivamente (Martins 2016).

O volume de gasolina que é admitido para o canal de ar do carburador através do sistema de admissão principal, para aberturas do acelerador entre $\frac{1}{4}$ e $\frac{3}{4}$, é regulado essencialmente pelo tipo de agulha e diâmetro do atomizador, ou seja, pelo espaço existente entre o cone da agulha e o atomizador, tendo também o *gicleur* de máximas alguma influência. Para aberturas do acelerador superiores a $\frac{3}{4}$, o *gicleur* de máximas assume maior influência no controlo do fluxo, sendo o controlo desempenhado pela agulha/atomizador apenas parcial (Bell 1999). A influência de cada um dos parâmetros consoante a abertura do êmbolo encontra-se demonstrada na Figura 20.

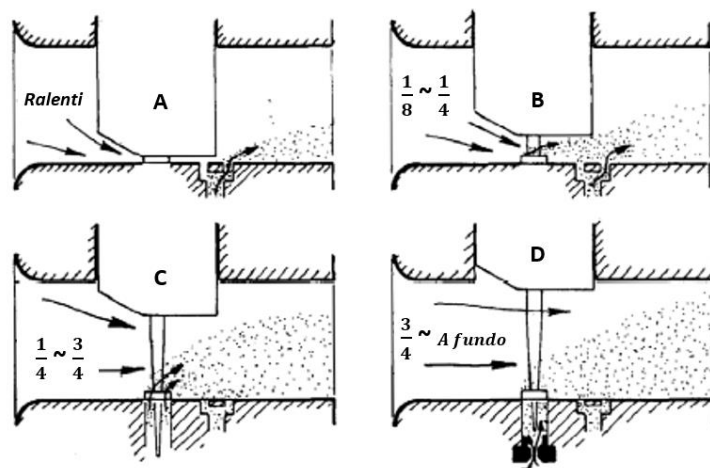


Figura 20- A mistura no *ralenti* é fornecida somente pelo circuito de *gicleur* de mínimas (A). O corte existente na gaveta do carburador ajuda a puxar alguma mistura pelo sistema principal (B) mas a sua influência desvanece-se acima da abertura de $\frac{1}{4}$ do acelerador. Para aberturas do acelerador entre $\frac{1}{4}$ e $\frac{3}{4}$ são a agulha e o difusor os parâmetros que mais influenciam a quantidade de mistura admitida (C). Entre a abertura de $\frac{3}{4}$ do acelerador e o acelerador a fundo, é o *gicleur* de máximas que exerce maior influência (D) (Jennings 1973)

Para auxiliar a atomização e a admissão de gasolina a altas velocidades, há carburadores que incorporam um circuito de sangramento de ar no sistema de admissão principal, regulado através de um parafuso de ajuste de ar. Este circuito facilita a vaporização da gasolina, ao introduzir-lhe ar através de orifícios existentes no atomizador, antes de esta entrar no canal de ar (*venturi*). Com a divisão da gasolina em partículas pequenas, consegue-se obter combustões mais rápidas, uma vez que se aumenta a área de superfície de contacto exposta à chama de combustão (Bell 1999). Rodar o parafuso no sentido anti-horário diminui a restrição ao sangramento do ar e empobrece a mistura. Contrariamente, rodando o parafuso no sentido horário, enriquece-se a mistura, uma vez que se reduz a quantidade de ar que passa pelo circuito de sangramento do ar.

De forma a melhor compreender os ensaios que serão levados a cabo no decorrer desta dissertação, no capítulo seguinte serão abordadas com maior detalhe as especificações de cada um dos componentes anteriormente descritos, características dos motores Rotax, e que serão alvo de estudo no decorrer dos testes realizados.

3 Motores a dois tempos Rotax

Este trabalho teve como objetivo principal o estudo da influência de diversos parâmetros/componentes de um motor no seu desempenho, nomeadamente na curva de potência. Tal como referido anteriormente no capítulo 1.2, a maioria dos motores utilizados nos troféus organizados pela Korridas são entregues por sorteio, sendo preparados previamente na empresa. Desta forma, torna-se importante averiguar se os motores fornecidos aos concorrentes apresentam um modo de funcionamento idêntico, em cada uma das categorias (curva de potência e de binário idênticas), e na máxima *performance* e, caso contrário, investigar as possíveis formas de melhorar o seu desempenho. Para tal, recorre-se a um equipamento denominado banco de ensaios dinamométrico, que permite obter as curvas de potência para cada parâmetro selecionado. O principal objetivo desta dissertação consistiu na identificação da influência dos parâmetros livres de afinação na resposta dos motores fornecidos aos concorrentes. Para além destes, foi também estudada a influência de outros parâmetros considerados como restritos aos concorrentes. Sendo assim, os parâmetros livres e os restritos estudados foram os seguintes:

Parâmetros livres

- Agulha (variação da posição do clip)
 - *Gicleur* (alteração do *gicleur* de máximas)
 - Parafuso de ajuste do ar (regulação da sua abertura)
 - Coletor de escape (variação do diâmetro de saída)
 - Vela de ignição (diferentes graus térmicos e aberturas do pólo)
 - Válvula de escape (funcionamento da válvula, variação do curso de abertura, alteração do ECU e variação da compressão da mola)
- } Carburador

Parâmetros restritos

- Pack lamelar (diferenças na espessura e na condição das lamelas, variação da abertura dos batentes)
- *Squish* (alteração da altura da banda de *squish*)
- *Pick-up* (variação na posição do *pick-up*)

De seguida, apresentam-se detalhadamente os parâmetros sobre os quais esta dissertação incidiu, específicos da marca Rotax, bem como a metodologia utilizada.

3.1 Motores e carburadores da Korridas

Tal como demonstrado na Figura 21, os motores utilizados nos troféus organizados pela Korridas, possuem zonas seladas (cilindro, *pick-up*, motor de arranque, carretos), impedindo a alteração de qualquer um dos seus componentes por parte de mecânicos e pilotos. O selo do cilindro, para além de impedir a sua abertura, restringe o acesso ao pack lamelar e à culassa. Estes motores são então sorteados no início de cada prova para cada uma das categorias, com exceção da *DD2* e *DD2 Masters*, em que o motor é propriedade de cada um dos pilotos, encontrando-se selado apenas na zona do cilindro.



Figura 21- Motor de sorteio e respetivos selos

Para além disso, o carburador fornecido por sorteio para todas as categorias, encontra-se selado na zona da cuba, como se pode verificar pela Figura 22, permitindo apenas afinações ao nível do posicionamento do clip da agulha, *gicleur* de máximas e parafuso de ajuste do ar. Ao contrário dos motores, este componente é sorteado para todas as categorias, sem exceção.



Figura 22- Carburador de sorteio, selado na cuba

Ao longo dos testes foram utilizados unicamente dois motores, com três configurações diferentes. Um dos motores apresentava a configuração respetiva à categoria *Micro Max*, tendo sido posteriormente transformado em *Mini Max*, pela alteração do seu *squish*; e um outro da categoria *Max*, no qual se fizeram os ensaios relativamente à válvula de escape. A utilização deste segundo motor deve-se ao facto de o cilindro do motor *Micro Max* não estar adaptado para a utilização de uma válvula de escape.

3.2 Componentes analisados

3.2.1 Admissão ao cárter

A admissão ao cárter nos motores a dois tempos Rotax é controlada por lamelas, sendo o pack lamelar Rotax apresentado na Figura 23. Este pack é constituído, em cada um dos lados,

por uma lamela com três secções e por um batente metálico, que se sobrepõe ao conjunto de lamelas, funcionando como limitador da sua abertura (Figura 23-(4)). Tal como referido anteriormente, este componente encontra-se na zona selada pelo cilindro.

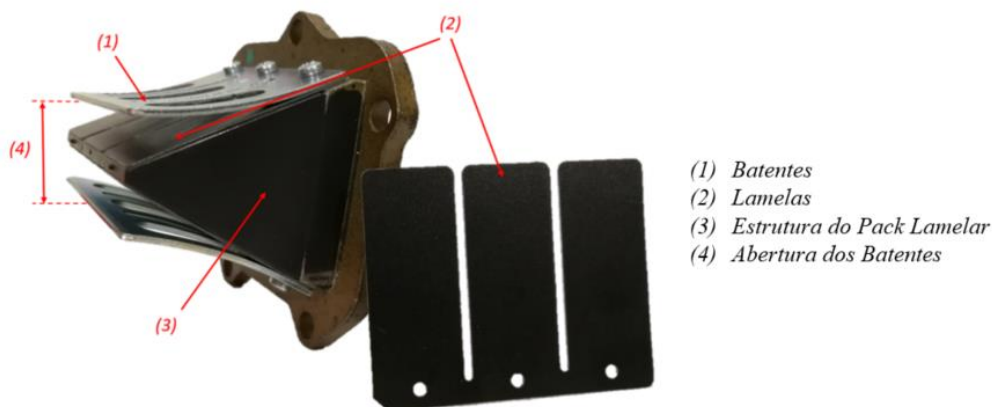


Figura 23- Pack lamelar Rotax

As lamelas são de fibra de vidro e apresentam uma espessura de 0,60 mm, com uma tolerância de fabrico de $\pm 0,10$ mm (Rotax 2017d). A abertura dos batentes metálicos varia entre os 21 e os 22 mm, uma vez que a estrutura do cilindro não permite que este valor seja superior. Desta forma, considerou-se relevante o estudo da influência da espessura das lamelas, do seu estado (novas ou usadas) e da variação da abertura dos batentes metálicos.

Alguns dos motores trocados ao longo das provas, acusavam falta de potência no banco de ensaios, que era simplesmente resolvida pela substituição do pack lamelar. Sendo assim, tentou-se compreender se o problema consistia na estrutura do pack ou nas próprias lamelas.

3.2.2 Cilindro

Os cilindros apresentam um revestimento de *Nikasil* (Rotax 2017d), pelo que os motores Rotax apresentam características de desgaste do cilindro, do pistão e do segmento, muito baixas. O revestimento de *Nikasil* consiste numa matriz de níquel e carboneto de silício de cerca de 0,07 mm de espessura. A matriz de níquel é muito dura, mas é dúctil. As partículas de carboneto de silício com menos de 4 μ m de tamanho, encontram-se dispersas pela matriz de níquel. Essas partículas extremamente duras compõem cerca de 4% do revestimento e formam uma multiplicidade de locais de adesão nos quais o óleo se pode acumular. Portanto, além de fornecer uma superfície de desgaste muito longa para que o pistão e os segmentos se apoiem, as partículas de carboneto de silício também contribuem para a vida útil do motor, assegurando uma boa lubrificação do cilindro (Bell 1999).

O cilindro para as categorias *Micro Max* e *Mini Max* é o 125 *Junior Max*, possuindo uma janela de escape principal, uma de admissão, um *booster* central e quatro janelas de transferência (*transfers*) dispostas radialmente, tal como se pode observar pela Figura 24-C. Para além destas janelas escavadas no cilindro, existem janelas auxiliares de ligação direta ao cárter e aos *transfers* (janelas *Boyesen*), que se encontram apresentadas na Figura 24-D. Todas as janelas têm os bordos biselados para evitar que o segmento encrave (Rotax 2017d).

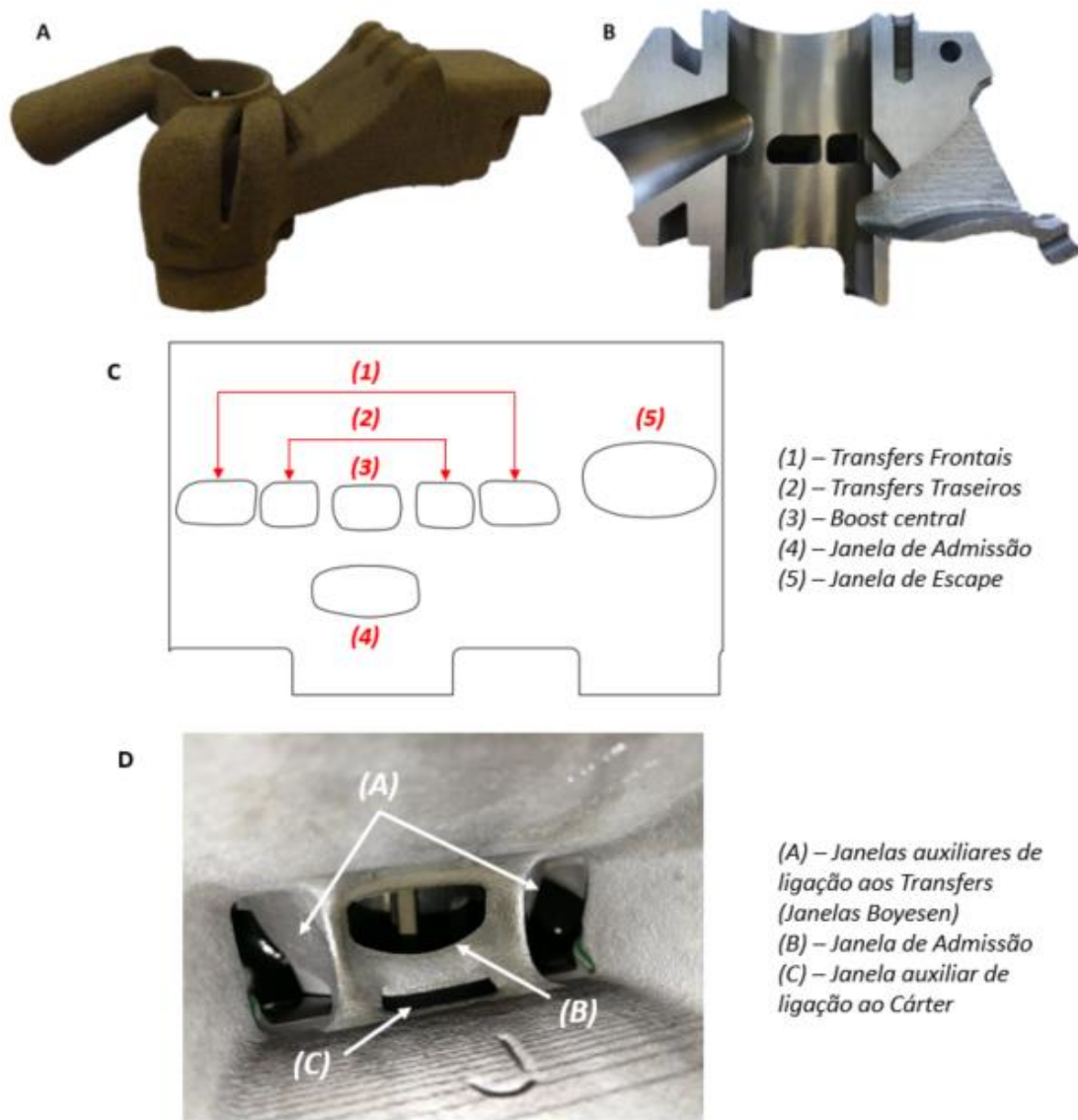


Figura 24- Cilindro 125 *Junior Max* utilizado nas categorias *Micro Max* e *Mini Max*. A: Macho de fundição (adaptado de (Rotax 2017b)); B: Vista em corte (adaptado de (Rotax 2017a)); C: Mapa do cilindro; D: Perspetiva interior da cavidade de inserção do coletor de admissão

O cilindro da categoria *Max* é o 125 *Max*, e para além da configuração anterior, este possui uma abertura demonstrada na Figura 25, para a inserção de uma válvula de escape eletrónica.



Figura 25- Cilindro 125 *Max*, onde se destaca a cavidade para inserção da válvula de escape

As janelas de transferência encontram-se dispostas radialmente, orientadas na direção oposta à janela de escape, favorecendo o método de lavagem por *Schnürle*. Desta forma, o próprio fluxo gera uma resistência natural à saída dos gases diretamente pelo escape.

Ambos os cilindros (125 *Junior Max* e 125 *Max*) possuem um diâmetro máximo de 54,035 mm (medido 10 mm acima da janela de escape) e uma altura de 87,00 mm $-0,05/+0,1$ mm (Rotax 2017d).

Relativamente ao diagrama de funcionamento deste motor, uma vez que a admissão ao cárter é controlada por lamelas, esta só será realizada quando houver um gradiente de pressão negativo entre o cárter/cilindro e o carburador. Desta forma, torna-se difícil definir um grau de abertura em específico, uma vez que o tempo de abertura das lamelas varia consoante a rotação a que o motor se encontra. Sendo assim, para efeitos de apresentação do diagrama, consideram-se os graus de abertura da janela de admissão principal, controlada pelo pistão, apresentando dois exemplos distintos de abertura das lamelas para baixas e altas rotações, com base nos dados existentes na literatura (Bell 1999) (Figura 26). A admissão ao cárter é então realizada durante o período de abertura do pack lamelar, sendo efetuada apenas através das janelas auxiliares, enquanto não ocorre a abertura da janela de admissão principal.

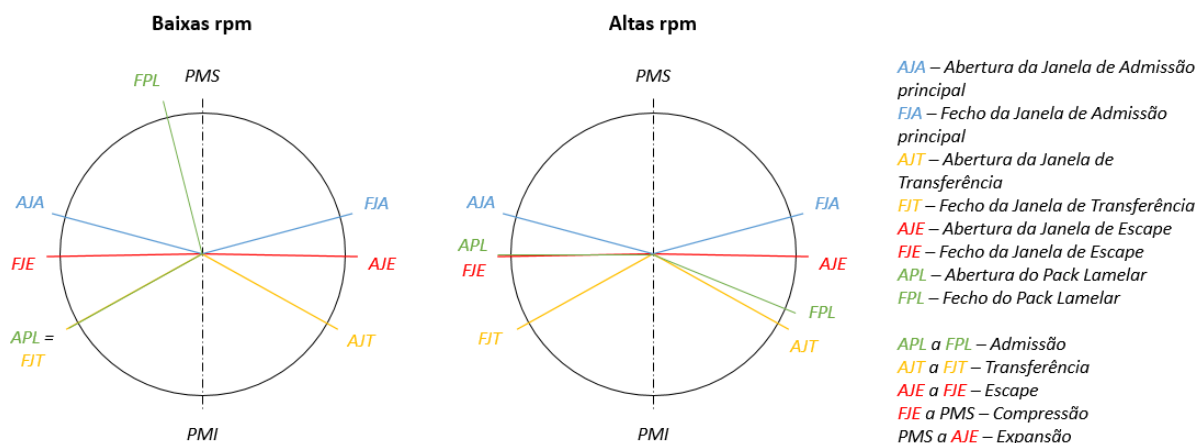


Figura 26- Diagrama de funcionamento do motor a dois tempos Rotax (APL e FPL adaptados de (Bell 1999))

Na Tabela 1, apresentam-se os valores do curso do pistão, em graus de rotação da cambota e em milímetros, medidos para a realização do diagrama apresentado na Figura 26 e indicam-se também outros valores importantes para quem estiver interessado em estudar mais aprofundadamente a configuração das janelas do cilindro 125 *Junior Max*. Apresenta-se, em jeito de curiosidade, a comparação dos valores do curso do pistão medidos, para o motor com a configuração *Micro Max*. Esta configuração apresenta um *squish* mínimo permitido mais alto (2,40 mm) comparativamente à configuração *standard* (*Mini Max* – 1,50 mm) (Korridas 2017). O aumento do *squish* é realizado através da subida do conjunto cilindro-culassa, provocando uma alteração no diagrama de funcionamento do motor.

As medições dos graus de abertura e fecho das janelas foram realizadas relativamente ao PMI e foram obtidas com um medidor angular digital acoplado ao eixo da cambota, definindo o fecho de cada uma das janelas através de uma lâmina de apalpa-folgas com 0,10 mm de espessura. A medição do curso do pistão em milímetros foi obtida através de um comparador colocado no topo do cilindro e zerado no PMI.

A discordância entre os diversos valores medidos deve-se ao facto de ambos os aparelhos de medição serem muito sensíveis, traduzindo as diferenças na possível variação da

posição de referência para cada uma das janelas, colocando a lâmina do apalpa-folgas ligeiramente ao lado.

Tabela 1- Valores do curso do pistão (em graus de rotação da cambota e em milímetros) para duas configurações utilizadas ao longo dos testes. A identificação dos *transfers* como esquerdo e direito, tem por base a observação pela janela de escape do cilindro

	Configuração <i>Mini Max</i> (<i>Squish</i> 1,54 mm)		Configuração <i>Micro Max</i> (<i>Squish</i> 2,44 mm)	
	<i>Graus</i>	<i>Milímetros</i>	<i>Graus</i>	<i>Milímetros</i>
<i>Transfer</i> frontal esquerdo	121,1	10,95	126,5	12,91
<i>Transfer</i> traseiro esquerdo	119,9	10,73	125,0	12,61
<i>Boost</i> central	118,0	10,64	123,5	12,30
<i>Transfer</i> traseiro direito	119,0	10,75	124,7	12,64
<i>Transfer</i> frontal direito	121,1	10,91	126,4	12,93
Janela de escape	179,2	22,83	183,9	23,85
Abertura da janela de admissão principal ao PMS	149,0	23,27	144,7	22,43
Fecho do <i>transfer</i> frontal ao fecho da janela de escape	28,9	12,19	29,0	12,25
Fecho do escape ao PMS	181,0	31,22	177,3	30,36
Curso Total	360	54,45	360	54,45

3.2.3 Válvula de Escape

A válvula de escape da Rotax, apresentada na Figura 27, é comandada eletronicamente pelo ECU, sendo este o responsável pela variação da abertura ao longo das diferentes rpm do motor.

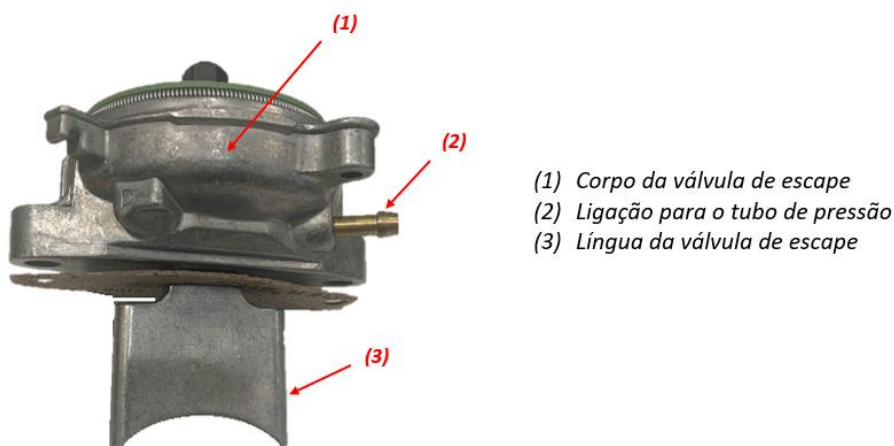


Figura 27- Válvula de Escape Rotax

O momento de abertura e fecho da válvula de escape é controlado eletronicamente e desencadeado pela rpm a que se encontra o motor. Consoante a rpm do motor, a válvula

magnética é ativada pelo ECU. A válvula verde de um sentido, converte as pressões alternadamente positivas e negativas provenientes do cárter, em apenas ondas de pressão positivas. A pressão positiva mantém a válvula de escape aberta, contrariando a compressão exercida pela mola. Às 2000 rpm, o ECU ativa a válvula magnética (solenóide), interrompendo a pressão positiva vinda do cárter. A pressão restante existente na válvula de escape escapa pela ligação aberta existente no solenoide e a mola força a válvula de escape a regressar à posição fechada. Às 7900 rpm, o ECU desativa a válvula magnética, permitindo de novo o fluxo de pressão positiva para a válvula de escape, abrindo-a. Quando as rotações descem abaixo das 7900 rpm, o ECU volta a ativar a válvula magnética, fechando a válvula do mesmo modo, por efeito da mola de compressão (RotaxKarting 2017).

Na Figura 28 encontra-se esquematizada a ligação deste componente ao motor. Esta válvula melhora a *performance* para rotações baixas e médias.



Figura 28- Esquema de montagem para o correto funcionamento da válvula de escape

Inicialmente, pretendeu-se determinar o efeito deste componente no desempenho do motor. Posteriormente, analisou-se a influência da variação do curso de abertura da língua pela modificação da configuração do *o'ring* assinalado na Figura 29 pela letra A, estudou-se o efeito da alteração da compressão da mola assinalada na Figura 29 pela letra B e testou-se o ECU antigo de forma a verificar se existia alguma diferença relativamente ao utilizado atualmente.

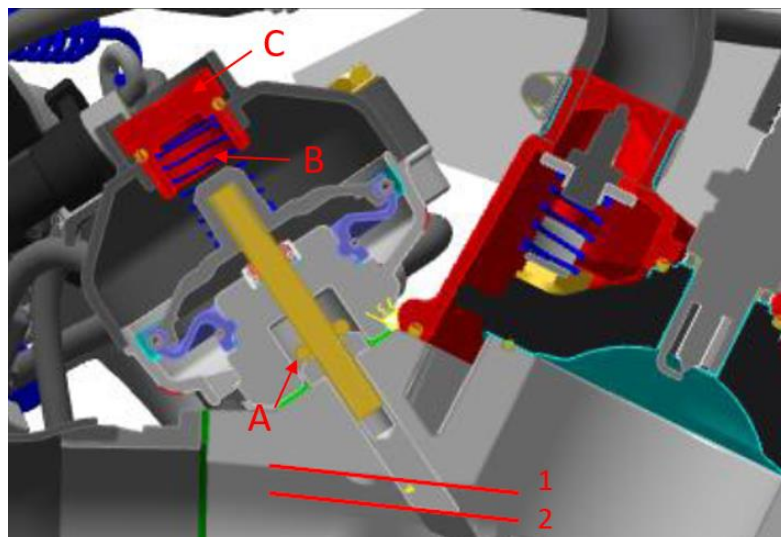


Figura 29- Esquema do interior de uma válvula de escape (em corte). O componente identificado pela letra A é o *o'ring* existente por cima da língua; o B, corresponde à mola que garante o fecho da válvula e o C, é a tampa vermelha que permite a afinação da compressão da mola. As retas identificadas no final da válvula de escape, identificam a posição da língua, consoante esteja aberta (posição 1) ou fechada (posição 2) (Rotax 2017c)

3.2.4 Culassa

Nos motores Rotax, a técnica utilizada para a criação de turbulência é o *squish*. A culassa assume o perfil apresentado na Figura 30, que permite formar uma banda de *squish* na periferia da câmara de combustão e que posiciona a vela no seu centro.

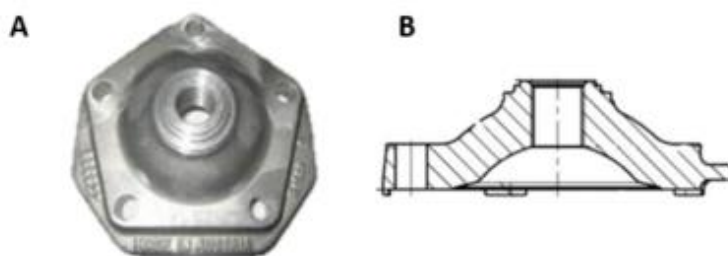


Figura 30- Culassa Rotax (A) e vista em corte deste componente (B) (Rotax 2017d)

A altura mínima permitida da banda de *squish* assume valores diferentes para cada uma das categorias (Korridas 2017):

- *Micro Max*: 2,40 mm;
- *Mini Max*: 1,50 mm;
- *Max*: 1,00 mm.

A alteração da altura do *squish* é realizada pela combinação de juntas de papel com espessuras diferentes colocadas na base do cilindro, exceto na *Micro Max*, em que também se coloca uma junta metálica com espessura de 1,20 mm (Korridas 2017). As juntas de papel necessárias para o *squish* do motor com a configuração do *Micro Max* devem ter uma espessura de 0,40 mm e de 0,30 mm, juntamente com a referida junta metálica de 1,20 mm; do *Mini Max*, de 0,40 mm e de 0,80 mm e do *Max*, de 0,40 mm e de 0,20 mm. Desta forma, movimenta-se o conjunto cilindro-culassa, variando os graus de abertura e fecho das janelas sempre que se altera o *squish*, tal como se observou pela *Tabela 1* (capítulo 3.2.2).

A variação desta altura de *squish* foi um dos parâmetros analisados, tendo sido realizado um estudo da sua influência direta na *performance* do motor. Para além disso, verificou-se a sua importância na escolha da vela de ignição.

3.2.5 Sistema de Ignição

Pick-up

Do sistema de ignição fazem parte vários componentes que, no seu conjunto, são responsáveis pela realização da combustão. O *pick-up* é um sensor que permite a leitura da posição absoluta, garantindo desta forma a chamada para a ocorrência da ignição no tempo certo. O *pick-up* utilizado nos motores da Korridas encontra-se selado e é o apresentado na Figura 31. Tal como se pode observar, existe uma anilha em cada uma das cavidades onde se insere o parafuso de aperto ao motor. O teste realizado a este componente baseou-se na tentativa de criar uma alteração ao ponto de ignição, removendo as anilhas referidas, de forma a criar uma folga que permitisse ajustar a posição do sensor. Sendo assim, a colocação do sensor acima da sua posição original criaria um atraso na ignição, pelo que o contrário dava origem a um avanço na ignição.



Figura 31- *Pick-up*

Vela

As velas permitidas pelo Regulamento Técnico dos troféus organizados pela Korridas são as *DENSO Iridium IW 24, 27, 29, 31 e 34* e as *NGK GR9DI-8 e GR8DI-8* (Korridas 2017). Todas as velas referidas apresentam como configuração o elétrodo lateral sobreposto ao central, sendo a distância entre estes dois elétrodos (abertura do pólo) um parâmetro de ajuste livre. No entanto, o valor recomendado é de 0,80 mm.

A vela *NGK GR8DI-8 (NGK 8)* apresenta um grau térmico mais elevado do que a *NGK GR9DI-8 (NGK 9)*, sendo a *DENSO Iridium IW 27 (DENSO 27)* a equivalente à *NGK 9* em termos de grau térmico. Estas velas foram as utilizadas nos testes relativos a este componente e encontram-se apresentadas na Figura 32. Com estas três velas distintas, teve-se como objetivo estudar a influência dos diferentes graus térmicos de uma vela de ignição e analisar o efeito da variação da abertura do pólo no desempenho do motor.



Figura 32- Velas utilizadas nos ensaios realizados

3.2.6 Sistema de Escape

Tubo de Escape

O tubo de escape utilizado pela categoria *Mini Max* é comum ao da categoria *Max*, tendo sido utilizado sempre o mesmo equipamento ao longo dos diferentes ensaios realizados. O tubo de escape apresentado na Figura 33 é original Rotax e apresenta o cone de escape (difusor) e o silenciador separados um do outro.



Figura 33- Escape original Rotax

Com o intuito de se verificar a riqueza da mistura ao longo dos ensaios, foi colocada uma sonda *Lambda* a 150 mm da saída de escape.

Coletor de Escape

A conexão do tubo de escape à janela de escape do cilindro é realizada por intermédio de um componente denominado coletor de escape. Existem três coletores originais Rotax para as diversas categorias, sendo dois restringidos. A diferença entre um coletor de escape e um restritor encontra-se ilustrada na Figura 34.

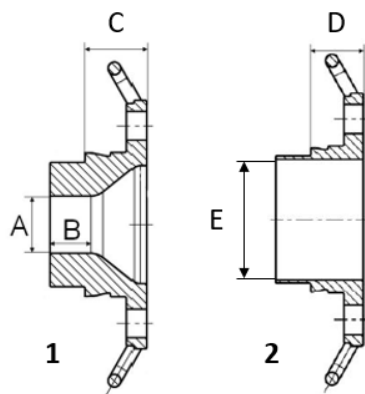


Figura 34- Vista em corte do restritor de escape (1) e do coletor (2) originais Rotax (adaptado de (Korridas 2017))

O restritor de escape, representado na Figura 34-1, é utilizado nas categorias *Micro Max* e *Mini Max*, sendo o coletor de escape (Figura 34-2) utilizado nas restantes categorias (*Junior*, *Max*, *DD2* e *DD2 Masters*).

As dimensões destacadas na Figura 34 são as seguintes, consoante a categoria (Korridas 2017; Rotax 2014):

- Diâmetro da restrição (medida A):
 - *Micro Max*: 18,00 mm +/- 0,20 mm;
 - *Mini Max*: 20,00 mm +/- 0,20 mm;
- O diâmetro da restrição deve ser constante ao longo da medida B, com um comprimento mínimo de 12 mm;
- A medida assinalada por C deve ter um mínimo de 18,50 mm;
- A medida mínima de D deve ser de 15,50 mm;
- O diâmetro assinalado por E é de 37,00 mm.

Neste trabalho foram realizados ensaios com os três coletores de escape apresentados na Figura 35, para averiguar a influência deste componente na *performance* do motor.



Figura 35- Restritores e coletor de escape utilizados ao longo dos diferentes ensaios

3.2.7 Carburador

O carburador utilizado nas provas organizadas pela Korridas é o apresentado na Figura 36, da marca Dellorto, modelo VHSB 34 XS, sendo sorteado para todas as categorias existentes.

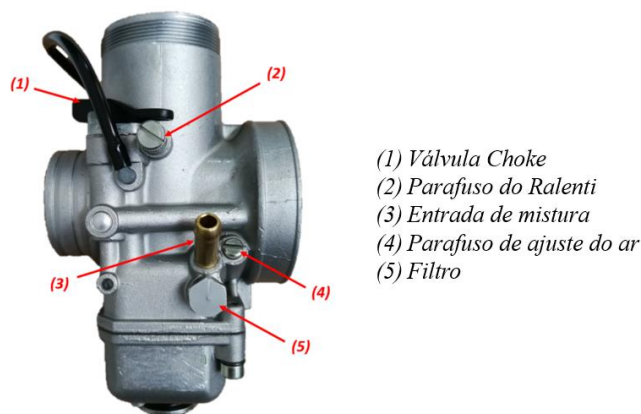


Figura 36- Carburador Dellorto VHSB 34 XS

Neste carburador, o enriquecimento da mistura no arranque a frio consegue-se levantando a patilha da válvula denominada *choke*, e representada na Figura 36 pelo número 1. Esta válvula, quando aberta, cria um canal extra para passagem de ar, o que origina uma depressão suficiente para puxar a gasolina necessária para o arranque, através do *gicleur* de arranque.

A regulação da passagem de ar através do *venturi* é realizada por um êmbolo (ou gaveta), ao qual se encontra associado o cabo do acelerador. Desta forma, sempre que se acelera, o cabo eleva mais ou menos o êmbolo, consoante a aceleração aplicada.

Tal como referido anteriormente, este componente é fornecido com um selo na cuba, pelo que as afinações do carburador ficam limitadas à agulha, ao *gicleur* de máximas e aos parafusos de ajuste do ar (Figura 36, número 4) e do *ralenti* (Figura 36, número 2). O parafuso do *ralenti* permite regular a abertura da gaveta para o funcionamento do motor sem acelerar.

O interior da cuba encontra-se apresentado na Figura 37, onde se pode observar os principais componentes lá existentes. O único parâmetro livre e ao qual o concorrente tem acesso através de uma abertura existente na parte inferior da cuba, é o *gicleur* de máximas, tendo um valor mínimo (identificativo do diâmetro do orifício e apresentado em centésimas de milímetro) para cada categoria (Korridas 2017):

- *Micro Max*: não pode ser inferior a 100;
- *Mini Max* e *Max*: não pode ser inferior a 125.

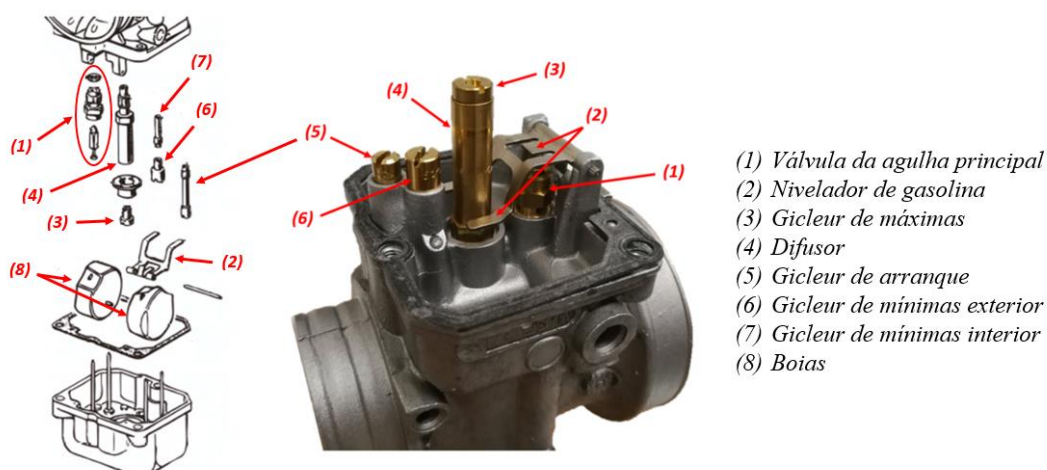


Figura 37- Principais componentes existentes no interior da cuba (zona selada) (Rotax 2016)

Relativamente à agulha solidária com o êmbolo, a única permitida é a K57, sendo a variação da posição do clip um parâmetro livre de afinação (Korridas 2017). Existem cinco posições diferentes para o clip, tal como esquematizado na Figura 38.

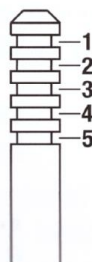


Figura 38- Diferentes posições possíveis para a colocação do clip da agulha (Rotax 2014)

Os restantes componentes do carburador, já apresentados na Figura 37, têm de estar de acordo com as seguintes especificações (Korridas 2017):

- As bóias estão marcadas com “gr. 4.0”;
- O *gicleur* de arranque é o “60”;
- O *gicleur* de mínimas interior é o “45” e o exterior é o “60”;
- O difusor tem de ser original Rotax e marcado com o código “DP267”.

Na Figura 39 pode-se observar a influência dos principais parâmetros do carburador, consoante a abertura do êmbolo.

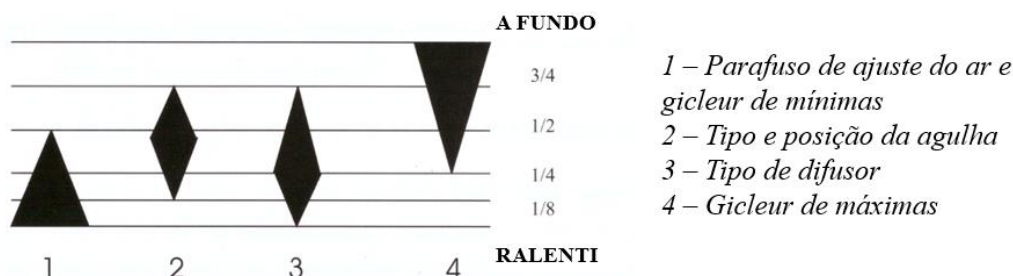


Figura 39- Influência de alguns parâmetros do carburador consoante a aceleração (Rotax 2014)

3.2.8 Lubrificação

Nos motores a dois tempos da Korridas, a lubrificação é efetuada por óleo misturado com a gasolina de 98 octanas, numa proporção de 2% (Korridas 2017). A lubrificação da zona dos carretos é assegurada por óleo SAE 30, na quantidade de 100 ml.

3.3 Parâmetros escolhidos

Para criar uma igualdade de condições entre os diferentes ensaios e de forma a facilitar a realização dos mesmos, foi criada uma configuração *standard* do motor. Isto é, alguns dos parâmetros do motor foram sempre os mesmos, variando apenas quando era essa a condição em estudo.

Configuração *Standard*

- *Squish*: 1,54 mm;
- *Gicleur*: 125;
- Posição da Agulha: clip no 2;
- Parafuso de ajuste do ar: 2 voltas;
- Vela de ignição: *NGK* 8 com abertura do pólo de 0,80 mm;
- Pack lamelar: Abertura dos batentes de 21,20 mm e conjunto de lamelas com espessura de 0,62 mm cada uma;
- Coletor de escape: Restritor de 20 mm.

Os parâmetros que se desviam da configuração *standard* para cada um dos ensaios são os seguintes:

- Ensaio à Agulha:
 - Variou-se a posição do clip da agulha para a posição 1 e 5.
- Ensaio aos *Gicleurs*:
 - Realizaram-se testes com os *gicleurs* de máximas “112” e “138”.
- Ensaio ao Parafuso de ajuste do ar:
 - Utilizou-se uma abertura de ½ volta e de 4 voltas.
- Ensaio ao Pack lamelar:
 - Utilizaram-se conjuntos de lamelas com as seguintes espessuras:
 - 0,58 mm e 0,60 mm;
 - 0,65 mm e 0,66 mm.
 - Realizou-se um teste com um conjunto de lamelas novas com 0,62 mm de espessura, cada uma.
 - Variou-se para duas medidas diferentes a abertura dos batentes: 17,00 mm e 13,70 mm.
- Ensaio ao *Pick-up*:
 - O coletor de escape foi o restritor de 18 mm.
- Ensaio ao Coletor de Escape:
 - Realizaram-se ensaios com dois coletores diferentes: o restritor de 18 mm e o coletor de 37 mm.
- Ensaio à Válvula de Escape:
 - Este ensaio foi realizado com um motor pertencente à categoria *Max*, pelo que apresenta as seguintes características diferentes da configuração *standard*:
 - *Squish*: 1,15 mm;
 - Posição da agulha: clip no 3;
 - Parafuso de ajuste do ar: 1 volta e meia;
 - Pack lamelar: Abertura dos batentes de 21,80 mm e conjunto de lamelas com espessura de 0,62 mm cada uma;
 - Coletor de escape: Coletor de 37 mm.
 - Todos os testes foram realizados com a tampa vermelha apertada no máximo, ou seja, com a mola comprimida.
- Ensaio ao *Squish*:
 - Utilizou-se um *squish* de 2,44 mm;
 - Coletor de escape: Restritor de 18 mm.
- Ensaio à Vela de ignição:
 - Realizaram-se ensaios com um *squish* de 2,44 mm;

- Testaram-se velas com diferente grau térmico: *NGK 9* e *DENSO 27*;
- Variou-se a abertura do pólo para 0,40 mm e 1,20 mm;
- Utilizou-se como coletor de escape o restritor de 18 mm.

3.4 Banco de Ensaios

3.4.1 Parâmetros básicos dos motores

A especificação de um motor é geralmente dada pelos valores de potência e binário máximos. O binário (B , em N.m) é medido por um freio dinamométrico e o produto deste valor com a velocidade de rotação (Ω , em rad/s, ou N em rot/s) dá-nos a potência útil ou efetiva (em W) (Martins 2016).

Simplificadamente, o binário mostra o trabalho produzido enquanto que a potência especifica a taxa a que esse trabalho é produzido (Martins 2016).

Um motor de combustão interna está limitado pela quantidade de ar que pode entrar em cada ciclo, pois tem um volume varrido fixo. Relativamente à quantidade de ar admitido, o motor tem de receber uma dada quantidade de combustível. À relação entre estas duas quantidades dá-se o nome de relação ar-combustível ou A/F (Martins 2016).

Quando a relação entre o ar e o combustível é tal que todo o combustível é (ou pode ser) queimado usando todo o ar disponível, dizemos que a mistura é estequiométrica e especifica-se por $(A/F)_{est}$. Um motor ao qual se forneça mais combustível que o requerido pela estequiometria diz-se que queima uma mistura rica, e ao contrário, chama-se mistura pobre. A avaliação da “riqueza” ou “pobreza” da mistura é feita pelos parâmetros descritos na Equação 3.1 e Equação 3.2, respetivamente (Martins 2016).

$$\varphi = \frac{(A/F)_{est}}{(A/F)} \quad (3.1)$$

Onde:

φ é a riqueza da mistura
 $(A/F)_{est}$ é o rácio ar-combustível estequiométrico e
 (A/F) é o rácio ar-combustível

$$\lambda = \frac{(A/F)}{(A/F)_{est}} \quad (3.2)$$

Onde:

λ é o coeficiente de excesso de ar
 (A/F) é o rácio ar-combustível e
 $(A/F)_{est}$ é o rácio ar-combustível estequiométrico

Para uma mistura estequiométrica $\lambda=1$ e $\varphi=1$, para misturas ricas $\lambda<1$ e $\varphi>1$, e, para misturas pobres $\lambda>1$ e $\varphi<1$ (Martins 2016).

3.4.2 Curvas características do motor

O trabalho e a potência que um motor realiza estão definidos pelas curvas características. Estas curvas mostram a variação da potência e do binário com a variação da velocidade do motor e são estabelecidas, por ensaio, a carga constante, num banco dinamométrico. Durante o

ensaio é lido o binário resistente do dinamômetro, que corresponde ao binário efetivo do motor. Um elevado binário resulta em acelerações rápidas, enquanto que uma grande potência proporciona velocidades máximas elevadas (Martins 2016).

Curva de binário

O valor do binário indicado é, aproximadamente, proporcional à quantidade de ar que entra no motor em cada ciclo (Martins 2016). A baixas rotações, cria-se uma menor depressão no cárter, a admissão de ar é inferior, resultando em baixo binário, mas, com o aumento de velocidade, o efeito dinâmico das colunas gasosas vai ganhando importância, permitindo que mais ar seja admitido em cada ciclo, chegando ao ponto de binário máximo. A partir deste momento, o aumento de rotação implica que as perdas de carga e de atrito invertam esta tendência. Assim se explica a forma da curva de binário, na qual se dá um aumento inicial, seguido por uma redução do seu valor com o crescimento da velocidade (Martins 2016). Na Figura 40 pode-se observar o comportamento da curva de binário para um dos ensaios realizados com a configuração *standard*.

Curva de potência

Como a potência é dada pelo produto do binário pela velocidade, a sua forma advirá da do binário. Durante a fase em que o binário aumenta com as rotações, a curva da potência cresce rapidamente até ao ponto de binário máximo. A partir daí o seu aumento é originado somente pelo aumento da velocidade de rotação, visto que o binário baixa, atingindo um ponto de máximo. À direita deste ponto, verifica-se uma redução de potência devido à redução do binário, que não é compensada pelo aumento da velocidade, pelo que a potência diminui (Martins 2016). Na Figura 40 pode-se observar o comportamento da curva de potência para um dos ensaios realizados com a configuração *standard*.

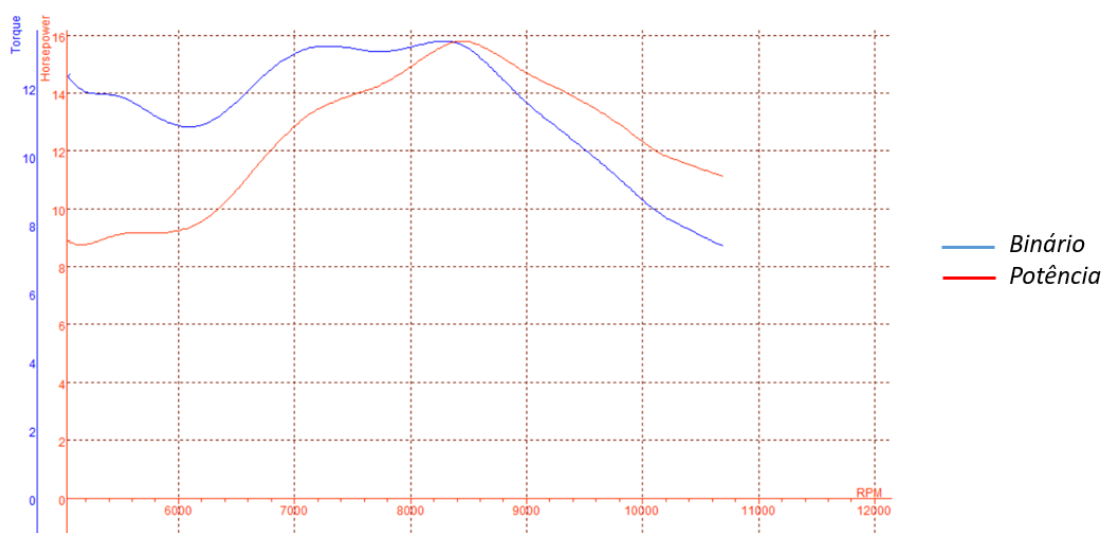


Figura 40- Exemplo do comportamento de uma curva de binário e de uma curva de potência para um dos ensaios realizado com a configuração *standard* (SportDevices 2016)

Fatores de correção para potência

A pressão, a temperatura e a humidade do ar ambiente podem fazer variar notoriamente a potência de um motor. Por este motivo, têm de ser utilizados fatores de correção para que, por

exemplo, se possam comparar motores que foram ensaiados em condições diferentes, de modo a que todas as medições possam ser comparáveis. Desta forma, todos os valores experimentais terão de ser referidos ao valor para ar atmosférico padrão (Tabela 2) (Martins 2016).

Tabela 2- Valores de pressão atmosférica, pressão de vapor e temperatura para o ar atmosférico padrão (Martins 2016)

<i>Pressão Atmosférica</i>	<i>Pressão de Vapor</i>	<i>Temperatura</i>
98.2 kPa	1287 Pa	29.4 °C

A base para o fator de correção é a equação monodimensional para o escoamento compressível através de um orifício. Este fator de correção é calculado através da Equação 3.3 (Martins 2016). Existem diversos métodos de aplicação deste fator de correção, tais como DIN 70020, SAE J 1349, JIS D 1001 e ISO 1585 (Sodré and Soares 2003).

$$c_F = \frac{p_{pd}}{p_{atm} - p_{vap}} \sqrt{\frac{T_{atm}}{T_{pd}}} \quad (3.3)$$

Onde:

c_F é o fator de correção

p_{pd} é a pressão atmosférica padrão (kPa)

p_{atm} a pressão atmosférica medida (kPa)

p_{vap} a pressão parcial de vapor atmosférico medido (kPa)

T_{pd} a temperatura padrão (K) e

T_{atm} a temperatura ambiente medida (K)

A potência efetiva *standard* obtém-se da potência efetiva média, utilizando o fator de correção acima mencionado (Equação 3.4) (Martins 2016).

$$P_{e,s} = P_{e,m} \times c_F \quad (3.4)$$

Onde:

$P_{e,s}$ é a potência efetiva *standard*

$P_{e,m}$ é a potência efetiva média e

c_F é o fator de correção

3.4.3 Gama de rpm

Como critério para definir a gama de rotações, na qual se iria analisar a potência e binário resultantes das distintas afinações, recorreu-se a registos de telemetria com o intuito de descobrir a que rotações os karts costumam andar em pista. Foram obtidos registos de karts das diferentes categorias, na pista de Zuera e de Chiva, ambas localizadas em Espanha. O critério para seleção do teste a ser analisado foi o menor tempo de volta, o que corresponde ao melhor desempenho do kart.

No **Circuito Internacional de Zuera**, localidade pertencente a Saragoça e cujo circuito se encontra representado na Figura 41, os registos obtidos para os karts *Micro Max*, *Mini Max* e *Max* encontram-se representados na Figura 42, 43 e 44, respetivamente. Em cada uma das figuras, pode-se observar um triângulo vermelho e um azul, correspondendo à rotação máxima e mínima atingida nessa volta, respetivamente.

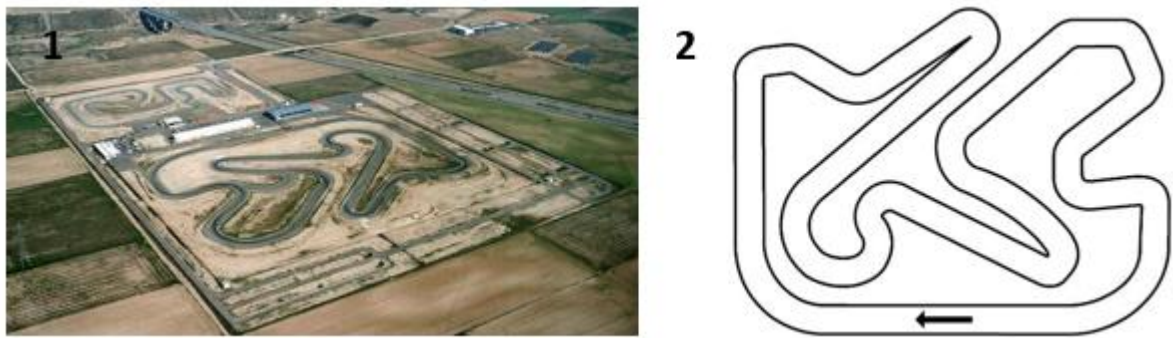


Figura 41- Vista aérea (1) do Circuito Internacional de Zuera, Saragoça in
 “https://www.google.pt/search?q=circuito+internacional+de+zuera&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiz5oiM397YAhVEVRQKHRm3AaUQ_AUICygC&biw=1866&bih=1021#imgsrc=CvK-67Wnje6NUM:”,
 consultado em 2017-11-25, 11:00” e respetivo traçado da pista (2) in
 “https://www.google.pt/search?q=circuito+internacional+de+zuera&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwiz5oiM397YAhVEVRQKHRm3AaUQ_AUICygC&biw=1866&bih=1021#imgdii=vq2BPiZAze3VPM:&imgsrc=Db4P8dXJPUjrzM:”, consultado em 2017-11-25, 11:00”

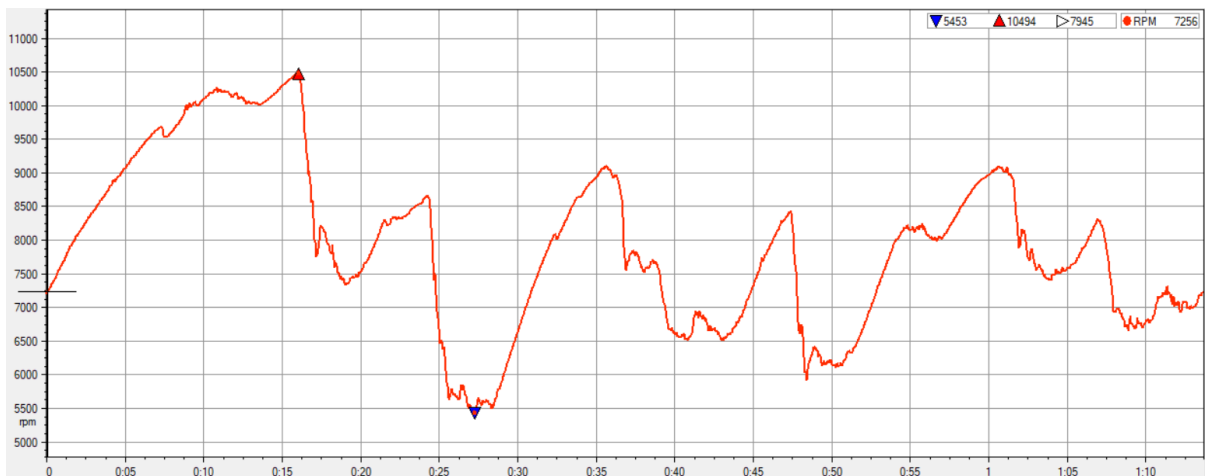


Figura 42- Registo das rotações de um motor *Micro Max* numa volta no Circuito Internacional de Zuera (AIM 2017)

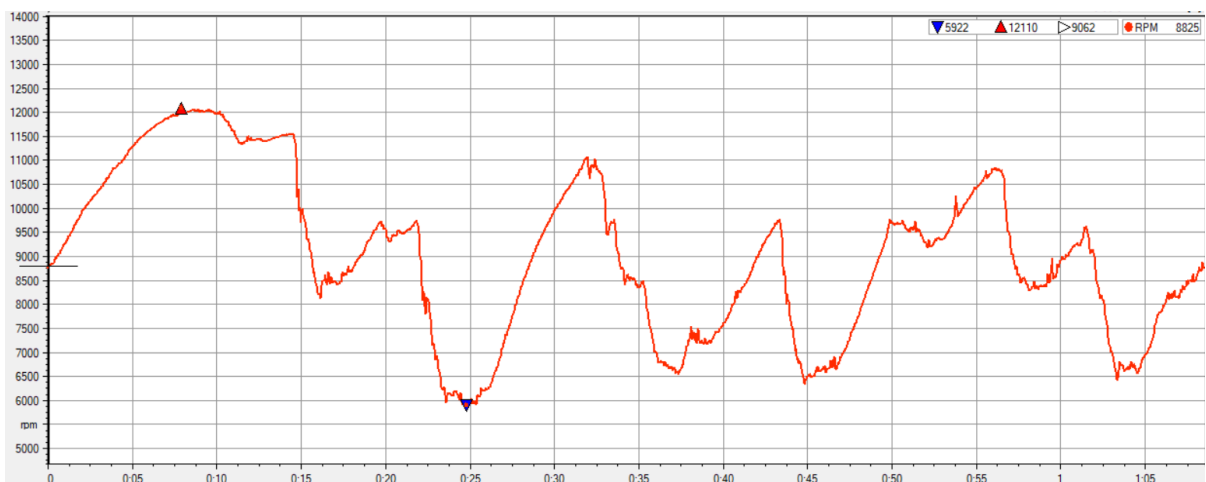


Figura 43- Registo das rotações de um motor *Mini Max* numa volta no Circuito Internacional de Zuera (AIM 2017)

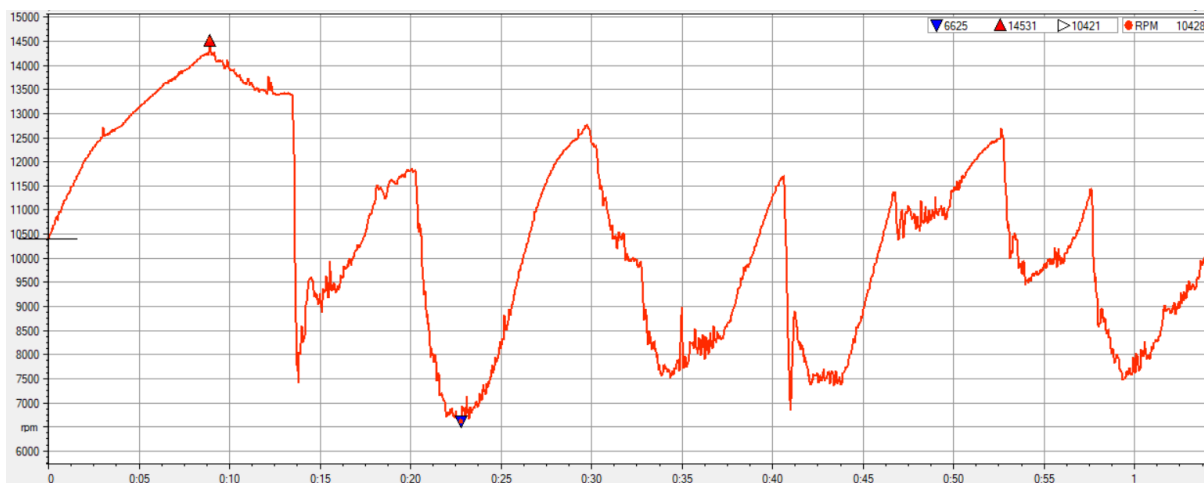


Figura 44- Registo das rotações de um motor *Max* numa volta no Circuito Internacional de Zuera (AIM 17)

Relativamente aos registos obtidos para o **Kartódromo Internacional Lucas Guerrero** (Figura 45), situado em Chiva, Valência, estes encontram-se apresentados na Figura 46 e 47, correspondendo respetivamente às categorias *Micro Max* e *Mini Max*.

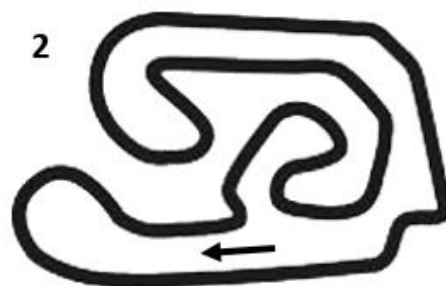


Figura 45- Vista aérea (1) do Kartódromo Internacional Lucas Guerrero, Valência in
https://www.google.pt/search?q=circuito+chiva+karting&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjdx57XpdrXAhWLIMAKHcSgAeEQ_AUICigB&biw=1707&bih=816&dpr=1.13#imgrc=EpXnNo-wx2O8cM;
 consultado em 2017-11-25, 11:00” e respetivo traçado da pista (2) in
https://www.google.pt/search?q=circuito+chiva+karting&source=lnms&tbn=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjdx57XpdrXAhWLIMAKHcSgAeEQ_AUICigB&biw=1707&bih=816&dpr=1.13#imgrc=gIU1opA9IsYEDM;
 consultado em 2017-11-25, 11:00”

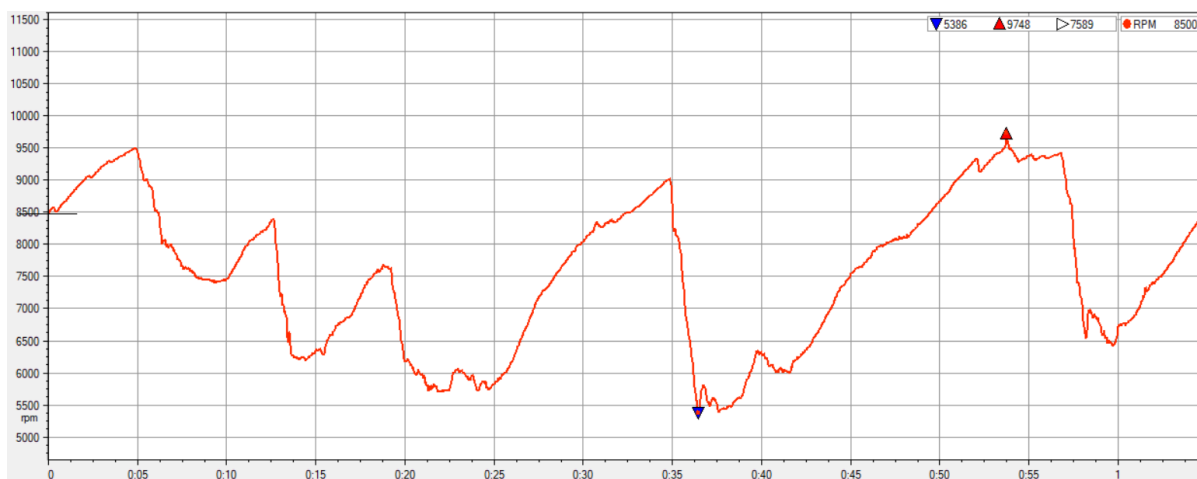


Figura 46- Registo das rotações de um motor *Micro Max* numa volta no Kartódromo Internacional Lucas Guerrero (AIM 17)

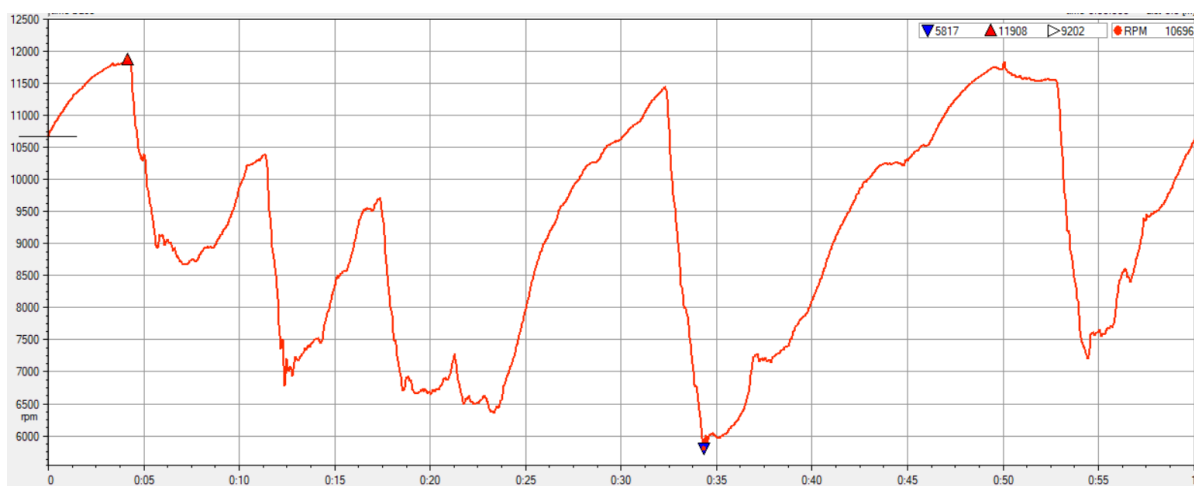


Figura 47- Registro das rotações de um motor *Mini Max* numa volta no Kartódromo Internacional Lucas Guerrero (AIM 2017)

Depois da análise das figuras anteriormente demonstradas (Figura 42, 43, 44, 46 e 47), que correspondem às três diferentes configurações do motor utilizadas ao longo dos ensaios, optou-se por realizar os testes numa gama de rotações das 5000 às 11000 rpm, uma vez que esta escolha traduz cerca de 90% da gama de rotações a que o kart funciona ao longo das duas diferentes pistas analisadas, para a configuração *standard* (*Mini Max*). Com esta opção, não se leva o motor a situações limite, que poderiam ser prejudiciais, visto que este será sujeito a uma grande quantidade de ensaios. Para além do mais, ao evitar esforçar o motor às rotações limite, zona onde existe maior instabilidade, também se geram melhores resultados. Esta gama de rotações também se adequa à configuração do motor *Micro Max* que, comparativamente ao *Mini Max*, será mais esforçado, no entanto o número de ensaios realizados com esta configuração será muito inferior.

Relativamente aos ensaios realizados ao motor com a configuração *Max*, a gama escolhida será das 5000 às 14000 rpm.

Todos os ensaios foram realizados com uma aceleração de 600 rpm/s, pelo que cada um dos ensaios para o motor com a configuração da *Micro Max* e *Mini Max*, terá uma duração de 10 segundos. Cada ensaio com a configuração *Max* terá uma duração de 15 segundos.

3.4.4 O banco de ensaios da Korridas

O teste do motor é efetuado numa sala de teste com o motor ligado a um freio dinamométrico que o “trava” a uma dada velocidade ou com um dado binário. O freio (Figura 48-B) consiste num rotor ligado ao motor e num estator apoiado em rolamentos e “travado” sobre uma célula de carga colocada no extremo de um braço de comprimento b , resultando uma força F , medida por esta (Martins 2016). A célula de carga, presente na Figura 48-A, apresenta uma capacidade de 150 kg. O resultado é um binário de valor $b \times F$ que, multiplicado pela velocidade de rotação do motor, permite obter a sua potência (Martins 2016).

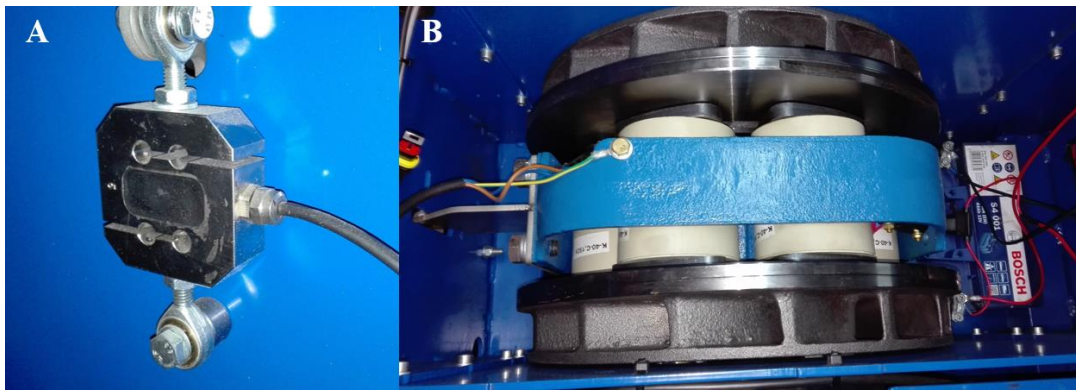


Figura 48- Célula de carga (A) e Freio dinamométrico (B)

O dinamómetro do banco de ensaios existente na Korridas assenta sobre os princípios elétricos, sendo um dinamómetro de correntes de *Foucault* (*eddy current*). A energia absorvida é transformada em energia elétrica, que pode ser retirada do freio como eletricidade ou como calor resultante das perdas eletromagnéticas (correntes de *Foucault*). Este tipo de bancos assenta na indução eletromagnética produzida pelo rotor em movimento (excitado eletricamente), que produz correntes de *Foucault* dissipadas na forma de perdas resistivas no estator. A variação da corrente de excitação produz as variações de carga do freio. O calor dissipado no estator é retirado por ar, existindo uma ventoinha só para este efeito. As vantagens destes freios são a resposta rápida a variações de carga, a robustez, o fácil controlo eletrónico, a baixa inércia e a possibilidade de produzirem binário elevado a baixas rotações. Apresentam como inconvenientes o facto de serem sensíveis a mau arrefecimento e a sobrecargas e a impossibilidade de funcionarem como motor (Martins 2016).

A potência térmica ganha na sala, proveniente das perdas do tubo de escape, do próprio motor, das várias tubagens de água quente e do freio, terá de ser descarregada por ventilação (Martins 2016). Por este motivo, existe uma conduta de ligação à atmosfera, cuja entrada se encontra à saída do tubo de escape. Esta extração é realizada por um ventilador trifásico de 1,79 kW com 5050 m³/h de caudal, existindo dois silenciadores com tubos em serpente, para reduzir o ruído.

No que diz respeito à admissão de ar para a cabina, esta é assegurada por um ventilador de insuflação trifásico com 1,10 kW de potência.

Estas tubagens de admissão e de exaustão de ar, assim como as paredes laterais e a traseira da cabina, estão forradas a lã de rocha para reduzir o ruído produzido. Pelo mesmo motivo, as paredes interiores da cabina encontram-se forradas por placas de espuma acústica. Na Figura 49 é possível a observação das condutas referidas e do isolamento existente.



Figura 49- Interior da cabina de testes. 1: Conduta de admissão de ar; 2: Sistema de extração de ar; 3: Espuma acústica

Como a cabina se encontra num plano inclinado, esta teve de ser assente sobre uns calços. Desta forma, para evitar a formação de uma caixa de ar, que resultaria em vibrações e consequente formação de ruído, colocou-se por baixo placas de esferovite a toda a volta, inserindo no interior espuma expansiva de poliuretano.

Por razões de segurança, o local do motor e o local de controlo (onde está o operador) é separado por uma parede contendo um vidro resistente a impactos. Assim, a operação do motor e do freio é efetuada sempre com atuadores, com o operador separado destes. Todos os controlos e atuadores, além dos *displays* dos vários instrumentos de medida, estão na mesa de controlo (Martins 2016). Nesta mesa pode-se encontrar o comando de controlo da temperatura da água, assim como o *display* da referida temperatura; o comando de controlo do acelerador, onde se pode realizar a sua calibração e onde existe um potenciómetro que o permite controlar manualmente e o computador com o *software* do banco dinamométrico. Por baixo da mesa encontram-se dois pedais: um pedal de controlo do freio e outro para controlar o acelerador.

O banco de ensaios da Korridas, apresentado na Figura 50, é o *Dynoteg KED-5* da *Roteg Racing*, com dinamómetro elétrico, adequado para motores de kart até 60 HP. Este banco inclui um sistema de arrefecimento a água. Este sistema pré-aquece o motor até à temperatura previamente definida e mantém a temperatura da água do motor constante durante o teste. As dimensões do banco são 116 x 75 x 76 cm (Roteg 2018).

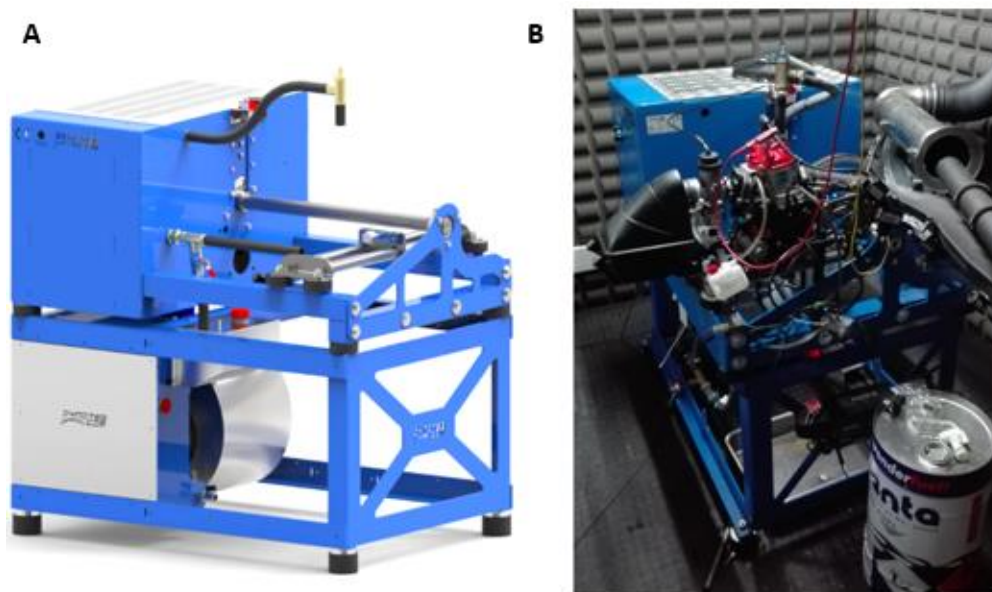


Figura 50- Estrutura do banco de ensaios *Dynoteg KED-5* (A) in “<http://www.sportdevices.com/kartdyno.php>, consultado em 2018-01-02, 09:30” e o mesmo devidamente montado (B)

O controlo da temperatura da água é realizado através de um permutador de calor água-ar (Figura 51-B), vulgarmente designado por radiador, no qual a água quente vinda do motor entra e arrefece através do contacto com o ar, por correntes de convecção. Na parte de trás do radiador, encontra-se o motor presente na Figura 51-C, funcionando como ventilador de ar forçado. A leitura da temperatura é realizada pelo termístor, sensor de temperatura NTC, presente na Figura 51-A. Este sensor realiza leituras de temperatura até um máximo de 150°C (ENDA 2018).



Figura 51- Componentes do banco de ensaios. A: Sensor de Temperatura NTC; B: Radiador; C: Ventilador de ar

O banco de ensaios funciona através de um controlador PID - unidade de aquisição de dados SP-5 – que permite o controlo e monitorização dos diversos sistemas, em cada um dos ensaios (SportDevices 2017). Este componente é ligado ao computador, permitindo então a monitorização através do *software SportDyno*. O dinamómetro de correntes de *Foucault* é alimentado pelo módulo PWS1.5.

Este *software* (Figura 52) permite a realização de vários tipos de teste, tais como de inércia, de travagem e sequencial. No entanto, todos os ensaios foram realizados com o modo de teste de rampa. Este modo consiste na escolha de um nível de rpm mínimo, no qual o teste inicia, e um nível máximo, onde o teste termina. O outro parâmetro a ser escolhido é a aceleração, que determina o tempo de cada ensaio. O ensaio é realizado com o acelerador a fundo. Tal como referido no subcapítulo anterior, os ensaios realizados ao motor com a configuração *Micro Max* e *Mini Max*, foram efetuados entre as 5000 e as 11000 rpm e os ensaios

ao motor com a configuração *Max*, ocorreram entre as 5000 e as 14000 rpm. Todos os ensaios foram realizados com uma aceleração de 600 rpm/s. Para cada teste, foram realizados no mínimo 5 ensaios, de forma a minimizar as diferenças entre os dados obtidos nas curvas, tendo sido considerados apenas os dois últimos.

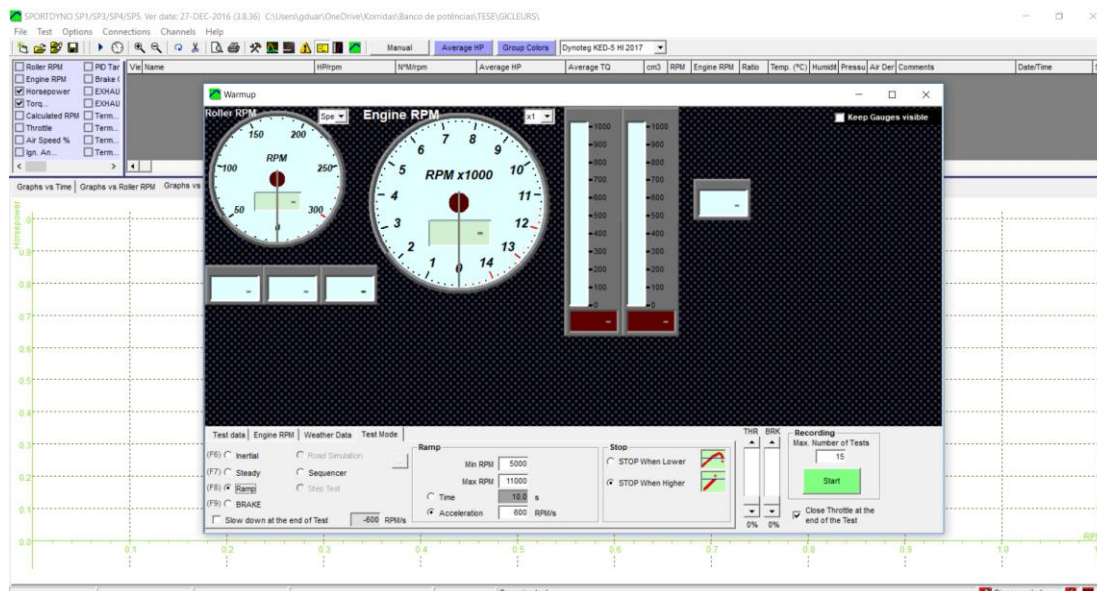


Figura 52- Software *SportDyno* para controlo do banco de ensaios (SportDevices 2016)

Tal como referido anteriormente, encontra-se associada ao tubo de escape uma sonda *Lambda*, que permite determinar o parâmetro excesso de ar (λ), ao longo dos diversos ensaios. A precisão para o rácio ar/combustível da sonda utilizada é inferior a 0,1 (SportDevices 2017).

A leitura das condições atmosféricas da cabina é assegurada pela estação meteorológica. Este componente envia as condições de temperatura, pressão, humidade e densidade do ar aproximadamente uma vez por segundo, e o *software SportDyno* regista-as no início de cada teste (SportDevices 2017). Este *software* possui diversos sistemas de correção de potência, tais como ISO 1585, SAE J1349 (298 K), SAE J1349 (302.4 K), DIN 70020, JIS D1001. A norma utilizada em todos os ensaios realizados foi a DIN 70020, no entanto este fator de correção é de pouca importância, uma vez que todos os ensaios foram comparados a um ensaio *standard* realizado no próprio dia.

A determinação da rotação do eixo do banco dinamométrico é realizada através de um sensor de velocidade (*pick-up*) que efetua a leitura de uma roda dentada associada ao rotor. A rotação a que o motor se encontra é calculada através de um sensor indutivo associado ao cabo de ligação da bobina à vela.

Na Figura 53 apresenta-se de forma esquematizada os diversos componentes do banco de ensaios dinamométrico *Dynoteg KED-5*.

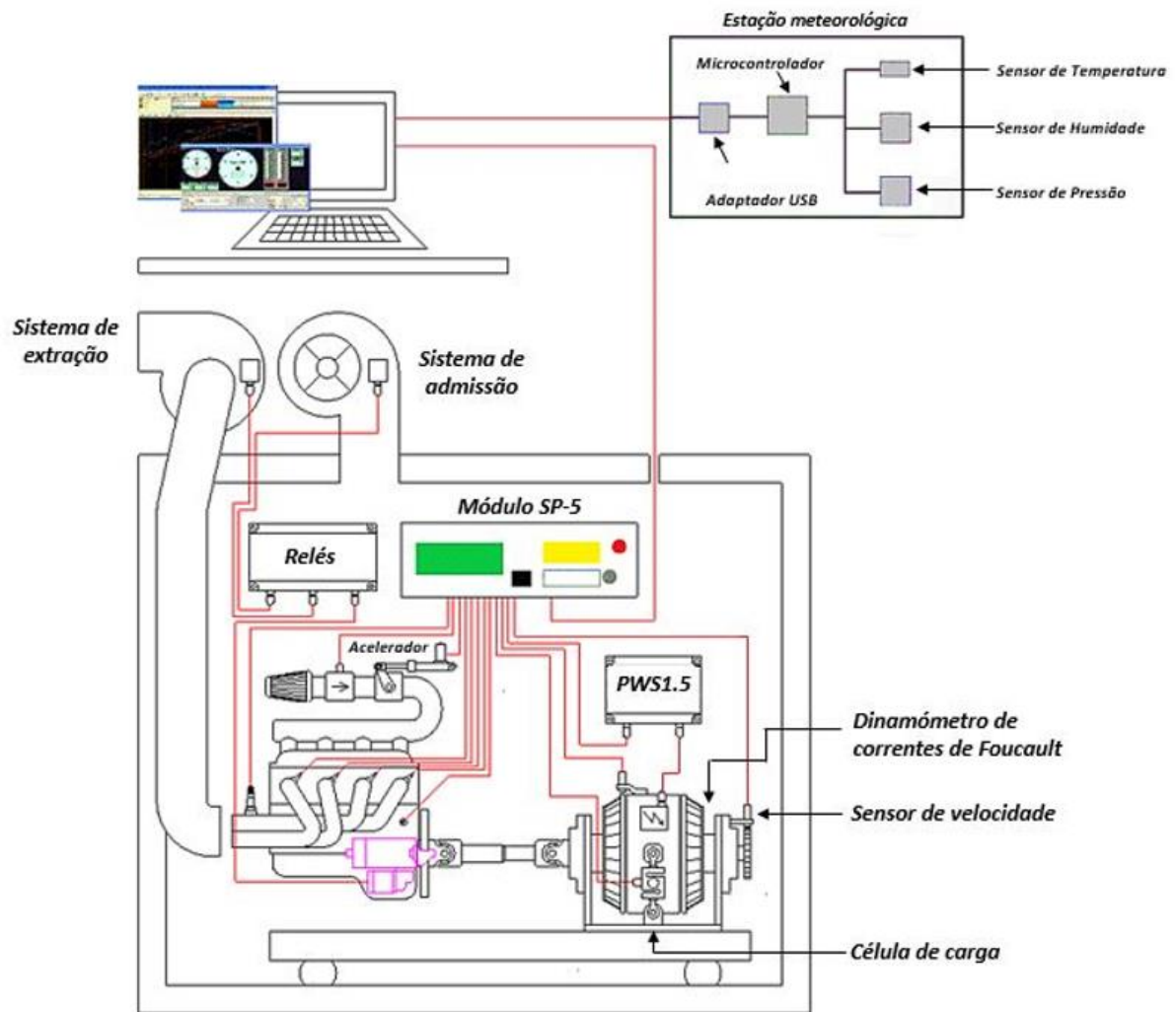


Figura 53- Esquema de funcionamento e de montagem do banco de ensaios *Dynoteg KED-5* (adaptada de (SportDevices 2017))

3.4.5 Metodologia dos ensaios

Em suma, apresentam-se as condições utilizadas para a realização dos diversos testes:

- Gama de rotações na qual se realizaram os estudos, consoante a configuração do motor:
 - *Micro Max* e *Mini Max*: 5000 às 11000 rpm;
 - *Max*: 5000 às 14000 rpm;
 - Todos os testes foram realizados com uma aceleração de 600 rpm/s.
- Modo de teste: Rampa, com acelerador a fundo;
- Mínimo de 5 ensaios por cada teste, para posterior exportação dos dados obtidos para *Excel*, considerando o valor médio dos resultados obtidos nos dois últimos ensaios;
- Análise somente da curva de potência, visto que esta se encontra diretamente relacionada com a curva de binário;
- Utilização de uma configuração *standard*, à qual se compararam os ensaios obtidos com os diversos parâmetros analisados.

Desta forma, utilizando o método referido e o banco de ensaios existente na Korridas, foram realizados vários testes que permitiram avaliar a influência de diversos parâmetros no funcionamento de um motor a dois tempos, que serão explicados no capítulo seguinte.

4 Resultados e Discussão

Com o intuito de analisar os parâmetros que podem influenciar a *performance* do motor, foram realizados vários testes ao motor, utilizando diferentes configurações, tentando sempre que possível estudar possibilidades permitidas pelo Regulamento Técnico e Desportivo das provas organizadas pela Korridas. Por vezes, o motor não se encontrava na legalidade em alguns dos ensaios, visto que as conclusões seriam para ser apresentadas a título de curiosidade e/ou seriam para simular condições extremas como forma de interpretar melhor os resultados.

Para cada teste é realizada uma análise à variação da curva de potência em relação à configuração *standard*, apresentando-a sempre de uma forma normalizada, para que se possa observar melhor a variação percentual obtida, consoante a rotação do motor. Para alguns dos testes também se realiza uma análise à variação dos valores registados pela sonda *Lambda*. A curva de binário não foi tida em conta neste estudo, já que a variação desta se encontra implícita na curva de potência. A realização de cerca de 450 ensaios no banco dinamométrico, conduziu aos resultados apresentados de seguida.

4.1 Agulha

Com a intenção de analisar a influência da agulha solidária com o êmbolo na carburação e, conseqüentemente, na curva de potência do motor, realizaram-se testes com a agulha em três posições diferentes. Comparou-se relativamente à configuração *standard* (posição 2), a agulha do carburador com o clip na posição 1 e na posição 5. Os resultados podem ser observados na Figura 54, 55 e 56.

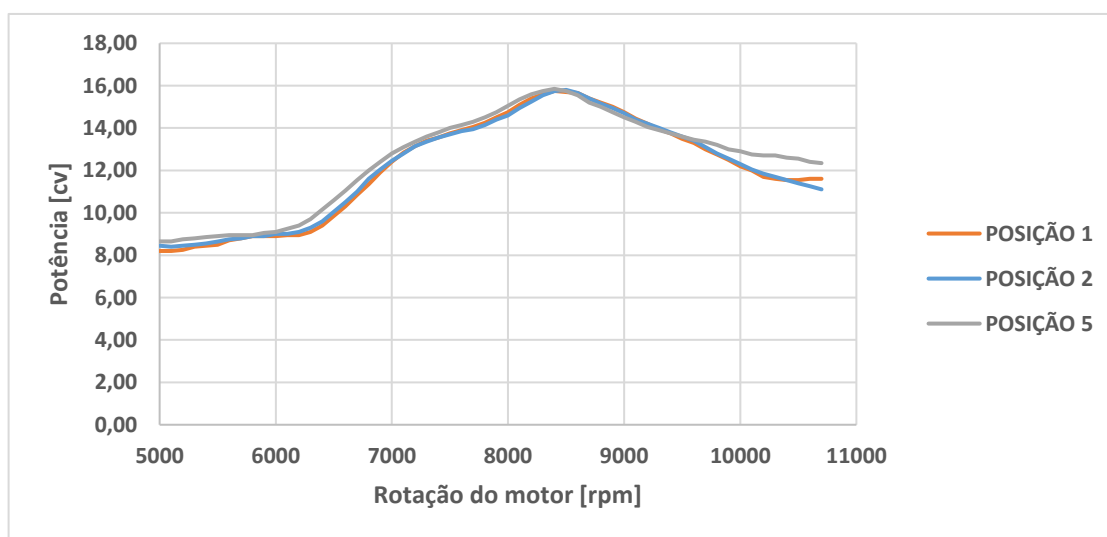


Figura 54- Curva de potência, consoante a variação da posição do clip da agulha

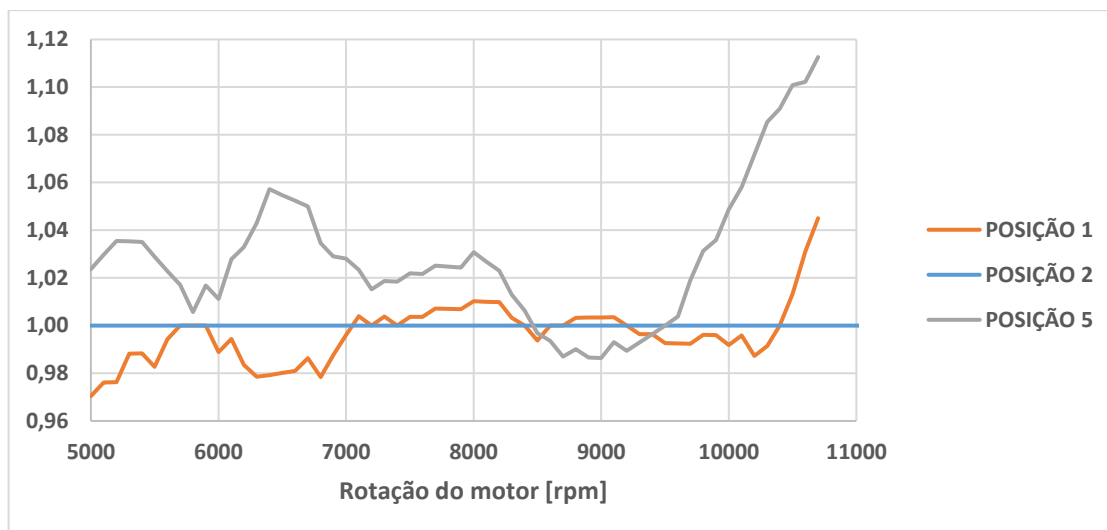


Figura 55- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a variação da posição do clip da agulha

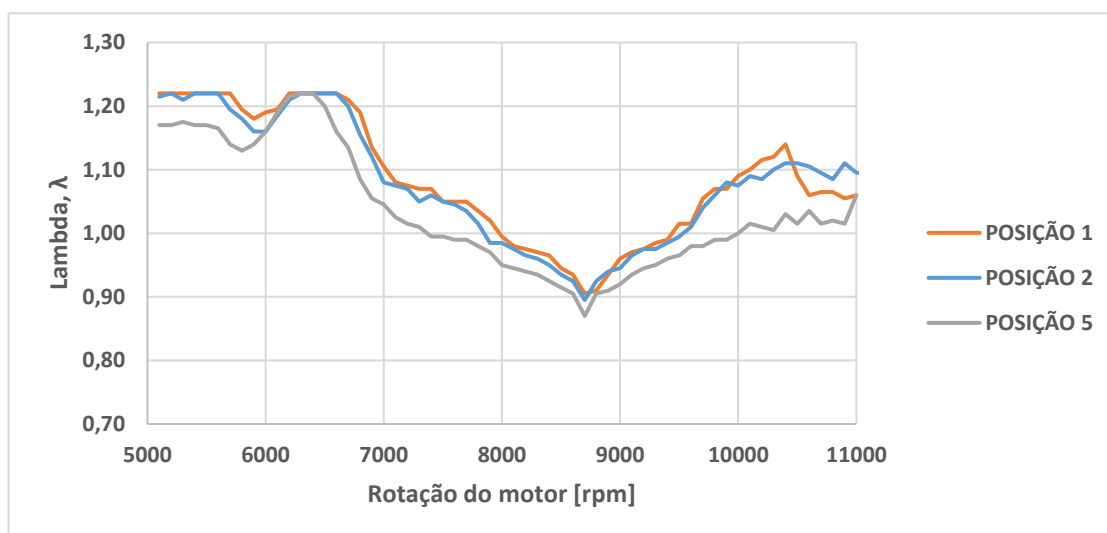


Figura 56- Valor registado pela sonda *Lambda*, consoante a variação da posição do clip da agulha

Para o teste realizado com a agulha na posição 1, nota-se uma clara semelhança deste com o teste efetuado para a posição 2, visto que esta alteração em pouco influencia a carburação, tal como se pode observar pela Figura 56. No entanto, existe uma quebra inesperada no valor da sonda *Lambda* no teste com a agulha na posição 1 para rotações acima das 10300 rpm, que poderá ser explicada pela instabilidade na medição deste parâmetro nessa gama de rotação.

Relativamente ao teste realizado com a agulha na posição 5, observa-se um aumento de potência em toda a gama de rotações analisada, uma vez que esta configuração permite um maior fluxo de gasolina, tornando a mistura mais rica.

Contudo, a sensibilidade na configuração deste parâmetro é reduzida, tendo sido mais notória a sua influência na carburação, apenas na comparação das opções limite para posicionamento do clip da agulha. Isto pode ser explicado pelo facto de este parâmetro apresentar maior influência para aberturas do acelerador até $\frac{3}{4}$, e os testes serem realizados com acelerador a fundo.

4.2 Gicleurs

A carburação é afetada diretamente pela alteração do *gicleur* de máximas, pois este influencia o fluxo de gasolina da cuba para o atomizador. Desta forma, foram realizados ensaios utilizando três tipos de *gicleurs* (112, 125 e 138), o que conduziu aos resultados representados na Figura 57, 58 e 59. Em termos regulamentares, apenas são permitidos *gicleurs* a partir do 125 para a categoria na qual se utiliza este tipo de configuração do motor (*Mini Max*). No entanto, para este trabalho, a título de exemplo, são também representados nos gráficos de potência e da sonda *Lambda*, as curvas correspondentes ao teste realizado com o *gicleur* 112, de forma a averiguar se este conduziria a melhores resultados.

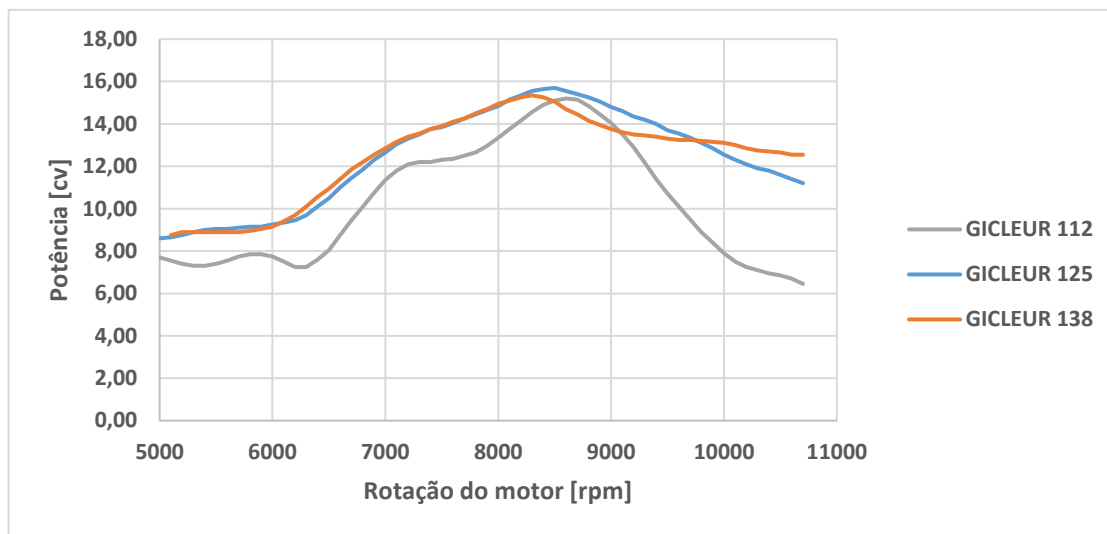


Figura 57- Curva de potência, consoante a medida do *gicleur* utilizado

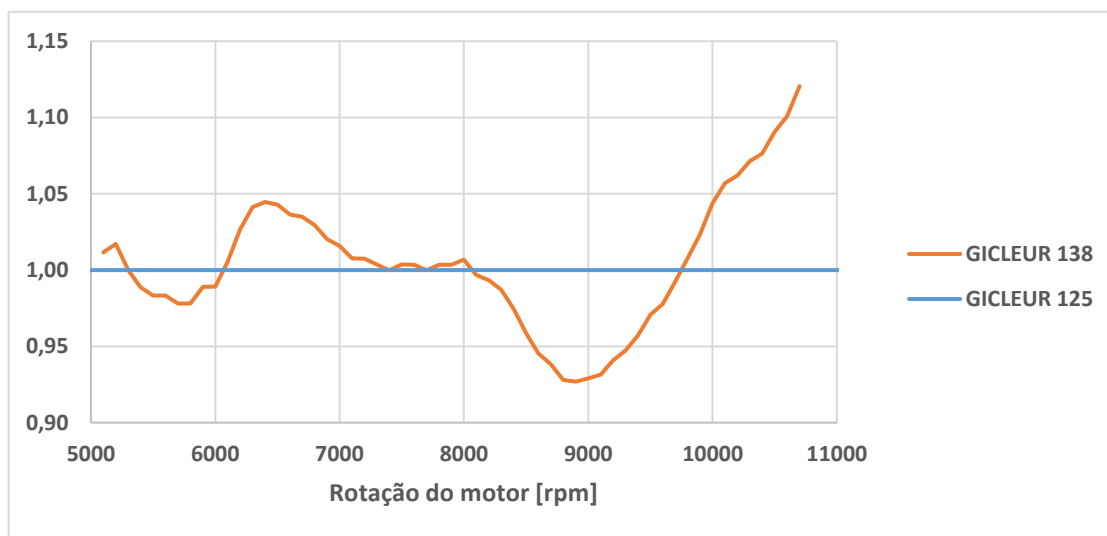


Figura 58- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a medida do *gicleur* utilizado

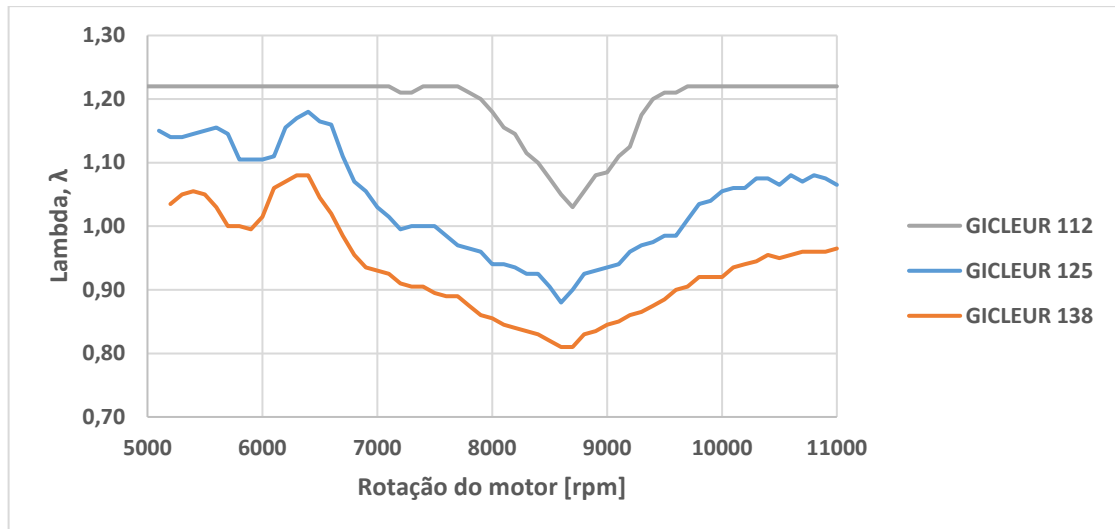


Figura 59- Valor registrado pela sonda λ , consoante a medida do gicleur utilizado

A partir da análise da Figura 57, 58 e 59, podemos observar que a utilização de uma mistura mais pobre criada pelo gicleur 112, piora a *performance* do motor em toda a gama de rotações estudada. O gicleur 138, relativamente ao 125, cria uma mistura mais rica, acusando excesso de gasolina entre as 8000 e as 9800 rpm. No entanto, com o gicleur 138, nota-se que a queda de potência após o valor máximo não é tão acentuada como na curva gerada pelo 125, pelo que para valores acima das 9800 rpm, a potência resultante é maior.

Para este caso, os valores da sonda λ presentes na Figura 59, sofrem variações mais acentuadas, uma vez que o gicleur de máximas apresenta maior influência para aberturas totais do acelerador, ou seja, na condição em que os testes são realizados.

4.3 Parafuso de ajuste do ar

Para estudar a influência do parafuso de ajuste do ar na riqueza da mistura, realizaram-se testes com três aberturas diferentes: meia, duas e quatro voltas. Estes resultados encontram-se apresentados na Figura 60, 61 e 62.

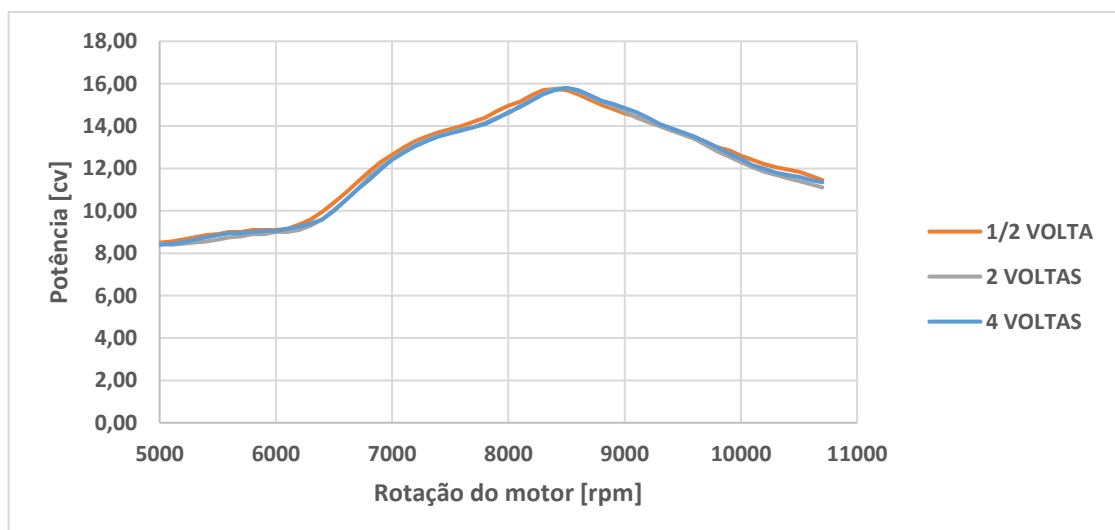


Figura 60- Curva de potência, consoante a abertura do parafuso de ajuste do ar

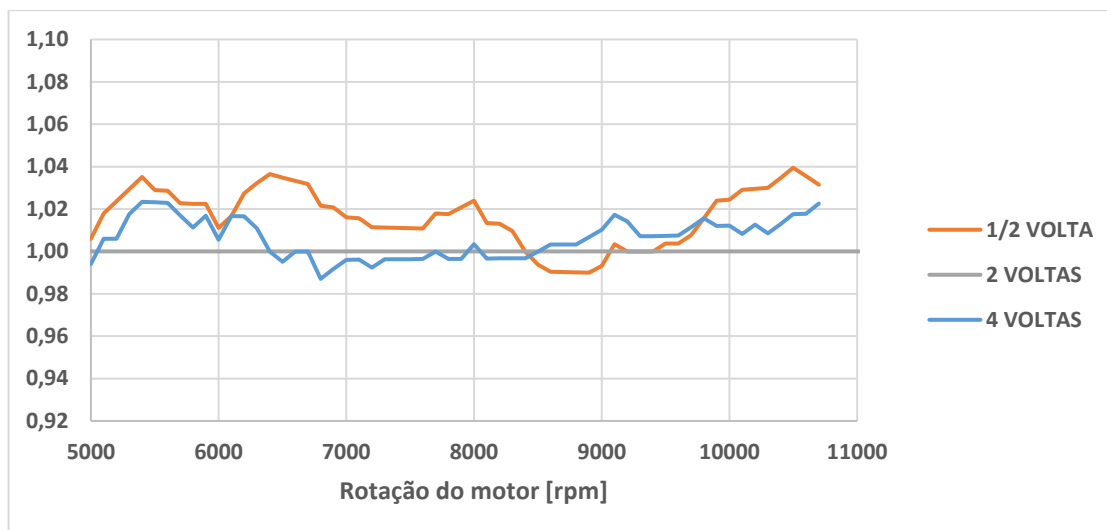


Figura 61- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a abertura do parafuso de ajuste do ar

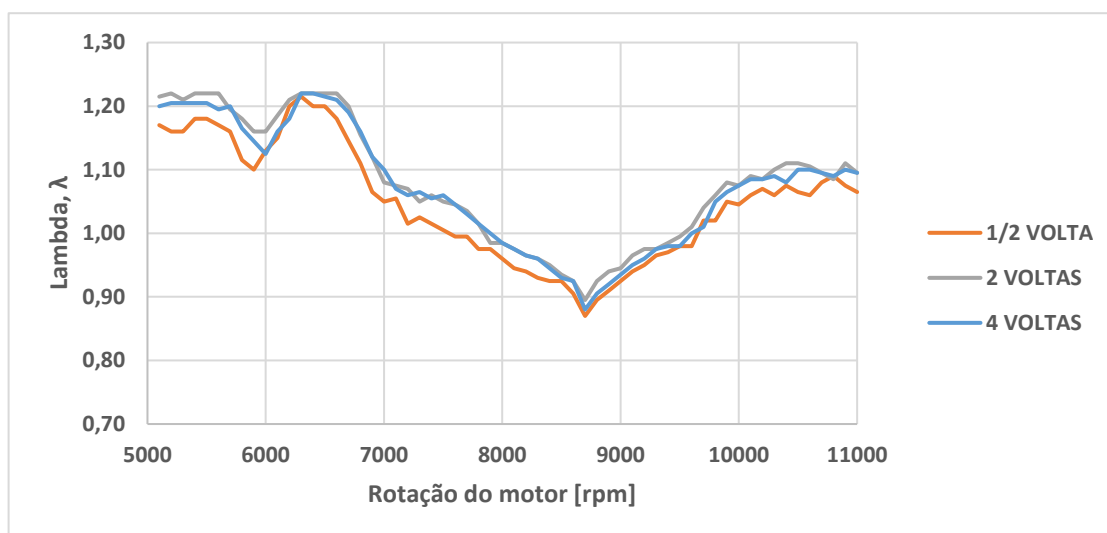


Figura 62- Valor registado pela sonda *Lambda*, consoante a abertura do parafuso de ajuste do ar

Quanto mais apertado estiver o parafuso, mais estreito se encontra o canal de ar, pelo que a mistura enriquece. Tal como seria de esperar, este parâmetro é o que menos influencia a variação da sonda *Lambda*, relativamente aos testes da posição da agulha e do *gicleur* de máximas, já que o parafuso de ar apresenta maior influência para aberturas do acelerador até 1/2.

Sendo assim, nota-se pela Figura 61 e 62 que a abertura de apenas meia volta no parafuso de ar melhora o desempenho do motor e enriquece a mistura comparando à abertura de duas ou quatro voltas. No entanto, para aberturas superiores a duas voltas, observa-se que a diferença nos valores da sonda *Lambda* é menor, sendo que a abertura de quatro voltas até deu origem a uma mistura mais rica para algumas rotações na gama analisada.

4.4 Pack Lamelar

O pack lamelar pertence à zona do motor que se encontra selada, pelo que não é possível ajustar os parâmetros seguidamente apresentados sem a violação do selo. A realização destes testes serviu apenas para se verificar se as possíveis diferenças de fabrico neste componente poderiam ter alguma influência no desempenho do motor.

4.4.1 Espessura das Lamelas

Começou por se analisar a influência das diferenças na espessura das lamelas, devido à tolerância de fábrica. A espessura das lamelas é de 0,60 mm, com uma tolerância de $\pm 0,10$ mm.

Um dos testes foi realizado com as lamelas existentes no pack lamelar que se encontrava no motor e ambas tinham uma espessura de 0,62 mm (configuração *standard*). Após a análise do stock existente, foi selecionado um conjunto de lamelas de espessura inferior (0,58 mm e 0,60 mm) e um outro conjunto de espessura superior (0,65 mm e 0,66 mm). Os testes realizados com os diferentes conjuntos apresentados serão representados na Figura 63, 64 e 65, pela soma da espessura do par de lamelas, com a designação de 124, 118 e 131.

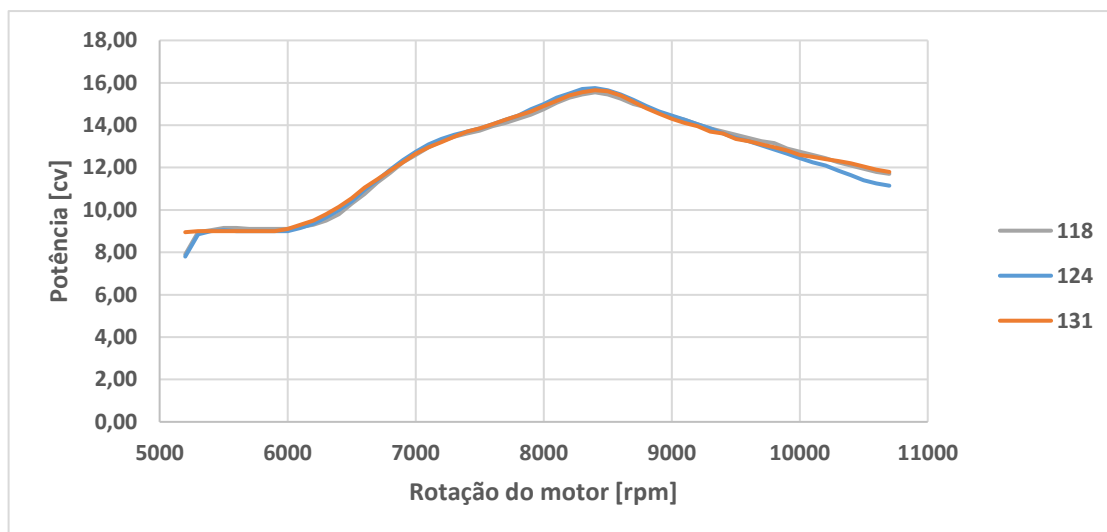


Figura 63- Curva de potência, consoante a espessura das lamelas

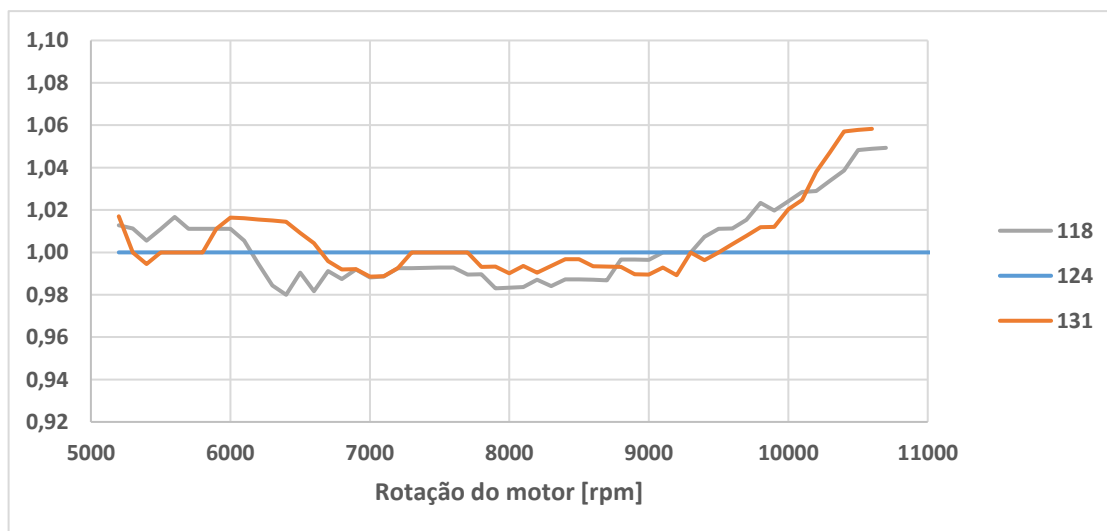


Figura 64- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a espessura das lamelas

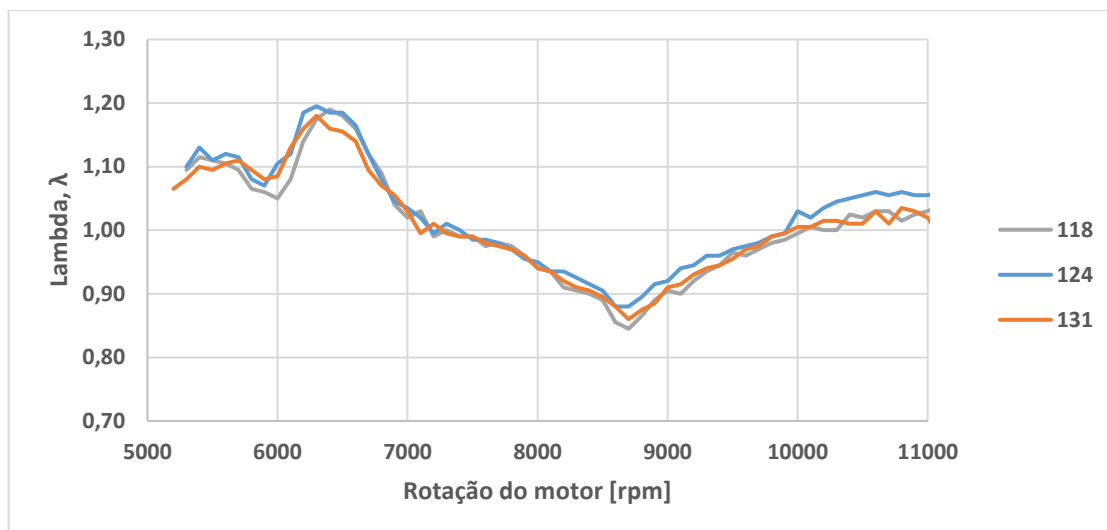


Figura 65- Valor registado pela sonda *Lambda*, consoante a espessura das lamelas

Pela análise da Figura 63 e 64, verifica-se que, tanto o conjunto de lamelas mais finas (118) como o conjunto de lamelas mais espessas (131), permitiu um aumento de potência nas altas rotações, acima das 9500 rpm.

Através da Figura 65, observa-se que estes dois conjuntos de lamelas originaram uma mistura mais rica, o que pode explicar o menor declínio da curva de potência nestes dois casos. Mas o que é que explica o enriquecimento da mistura?

4.4.2 Estado das lamelas (Novas/Usadas)

Um dos fatores poderá ser o facto de as lamelas existentes em stock serem novas e as lamelas do conjunto 124 serem já usadas, tendo sido as utilizadas no motor durante a época de corridas do presente ano. Por este motivo, realizou-se um teste com lamelas novas existentes em stock de espessura 0,62 mm, de forma a verificar se o desgaste da lamela poderia ser a explicação para esta diferença. Na Figura 66 e 67 apresenta-se a comparação dos dois conjuntos de lamelas 124, o par antigo e o novo.

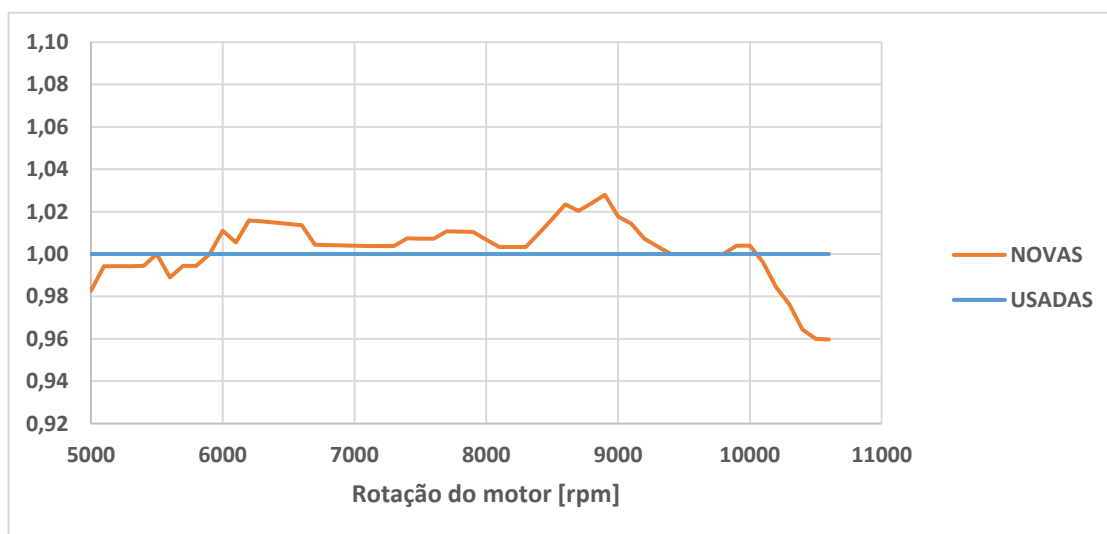


Figura 66- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante o estado das lamelas

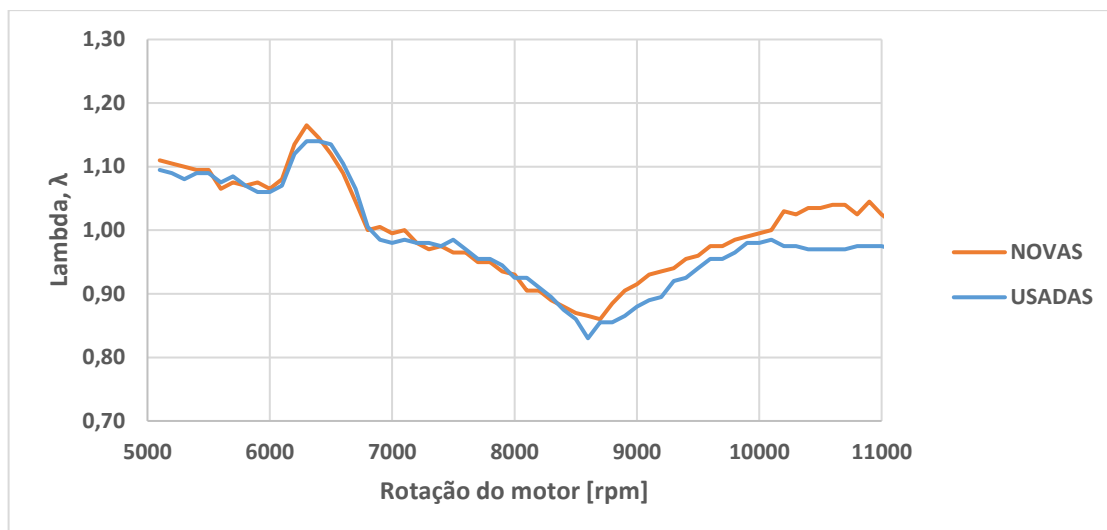


Figura 67- Valor registado pela sonda *Lambda*, consoante o estado das lamelas

Pela análise da Figura 66 e 67, pode-se verificar que o conjunto de lamelas novas conduziu a uma queda de potência acima das 10000 rpm, e que estas não criaram um enriquecimento da mistura como seria de esperar. Desta forma, o desgaste das lamelas não será a causa para a diferença existente nos testes realizados.

Um outro fator que poderá explicar a diferença no enriquecimento da mistura consiste no processo de montagem das lamelas. Isto é, ao montar os conjuntos de lamelas novas no pack lamelar, é possível que estas tenham dado origem a uma folga maior entre a estrutura do pack e a lamela, vedando menos. Para despistar estas possíveis diferenças no processo de montagem, optou-se por repetir os testes, comparando de novo o conjunto de lamelas 118 e 131 com o conjunto de lamelas antigas 124 (Figura 68 e 69).

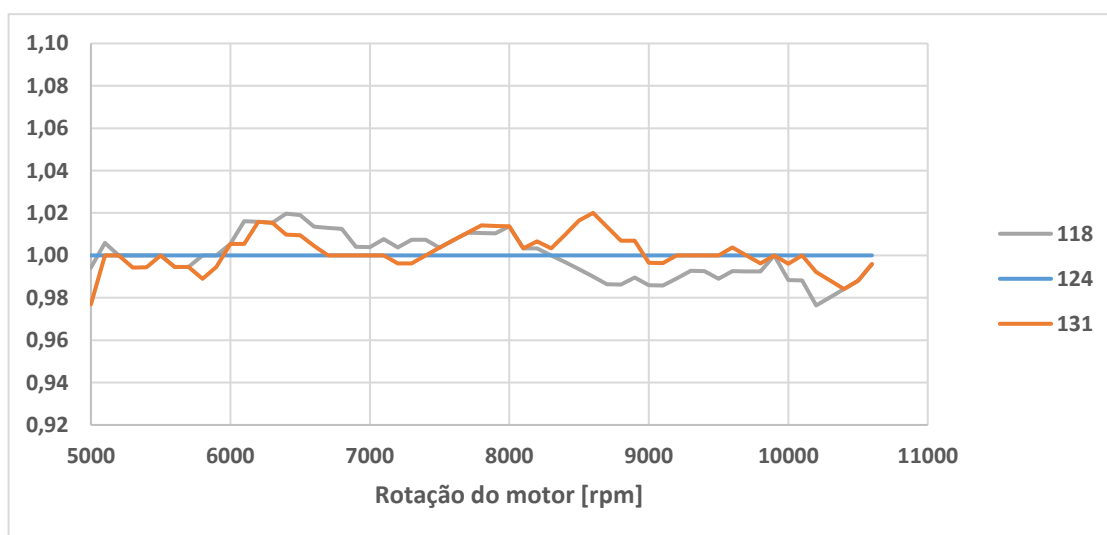


Figura 68- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a espessura das lamelas

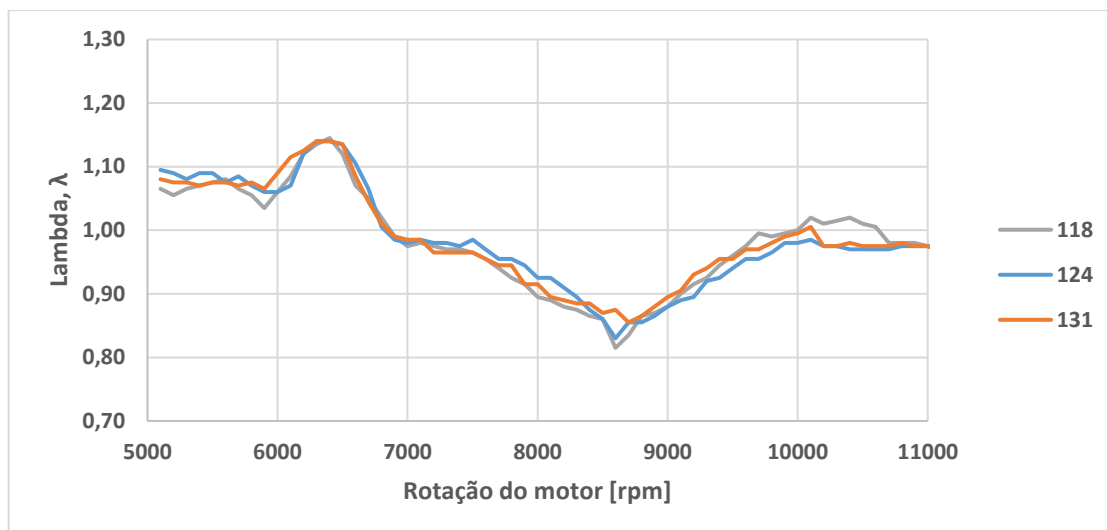


Figura 69- Valor registado pela sonda *Lambda*, consoante o estado das lamelas

Com a repetição dos testes, pode-se concluir que a diferença na espessura das lamelas existentes em stock não interfere no desempenho do motor e que as diferenças registadas nos primeiros testes devem ter sido originadas por uma má vedação das lamelas, devido ao processo de montagem.

4.4.3 Abertura dos Batentes

Um outro teste realizado foi a variação da limitação de abertura das lamelas, ao modificar a distância entre os batentes metálicos. A medida original varia entre os 21 e os 22 mm, uma vez que a estrutura do cilindro não permite que este valor seja superior.

O pack lamelar que se encontrava no motor tinha uma abertura dos batentes de 21,20 mm. De seguida, reduziu-se esta abertura para os 17,00 mm e, posteriormente, para os 13,70 mm, sendo os resultados apresentados na Figura 70, 71 e 72.

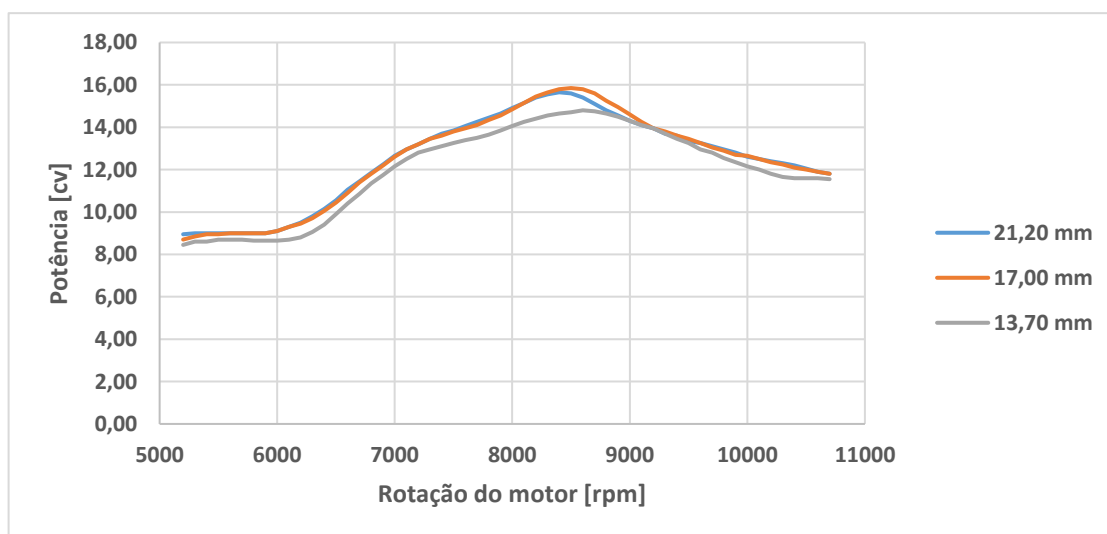


Figura 70- Curva de potência, consoante a abertura dos batentes

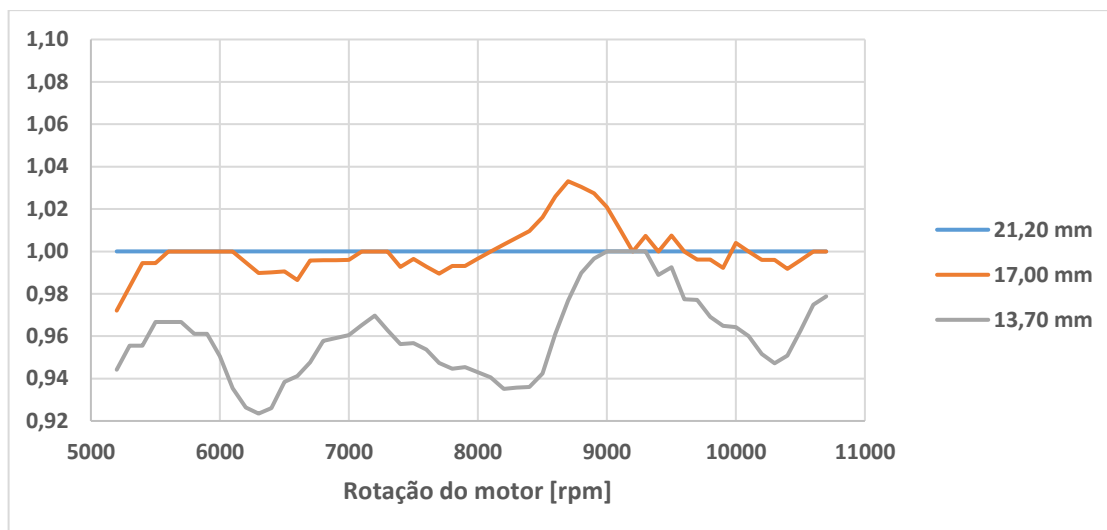


Figura 71- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a abertura dos batentes

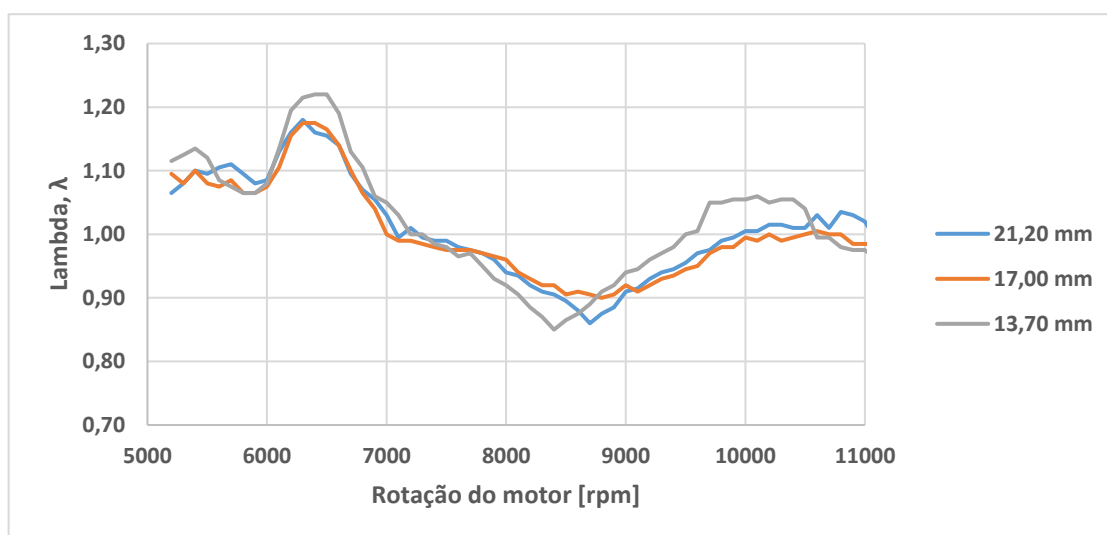


Figura 72- Valor registrado pela sonda *Lambda*, consoante a abertura dos batentes

Após a realização destes testes e análise dos respetivos gráficos (Figura 70, 71 e 72), verifica-se que a redução da abertura do pack lamelar para os 17,00 mm torna-se vantajosa para a zona da curva de potência onde ocorre a potência máxima – “passagem” (8000-9000 rpm) –, aumentando-a. A redução dessa abertura para os 13,70 mm já se torna prejudicial em toda a gama de rotações analisada.

Esta variação da abertura dos batentes das lamelas tem influência direta na riqueza da mistura, como se pode observar na Figura 72, sendo o empobrecimento da mistura criado pela redução da abertura para os 17,00 mm relativamente à abertura de 21,20 mm, a causa do aumento da potência máxima.

4.4.4 O pack lamelar

O último teste realizado a este componente, o pack lamelar, teve por base os ensaios realizados aos diferentes motores ao longo da época de corridas. Alguns dos motores trocados ao longo do troféu, acusavam falta de potência no banco de ensaios, que era simplesmente resolvida pela substituição do pack lamelar. Desta forma, tentou-se compreender se o problema

consistia na estrutura do pack ou nas próprias lamelas. Para isso, recorreu-se a um pack lamelar “mau” e comparou-se os seus resultados ao pack lamelar do motor de testes, considerando este como sendo “bom”. Posteriormente, trocaram-se as lamelas do pack lamelar “bom” para o “mau”, para verificar se o problema reside nas lamelas. Os resultados encontram-se apresentados na Figura 73 e 74.

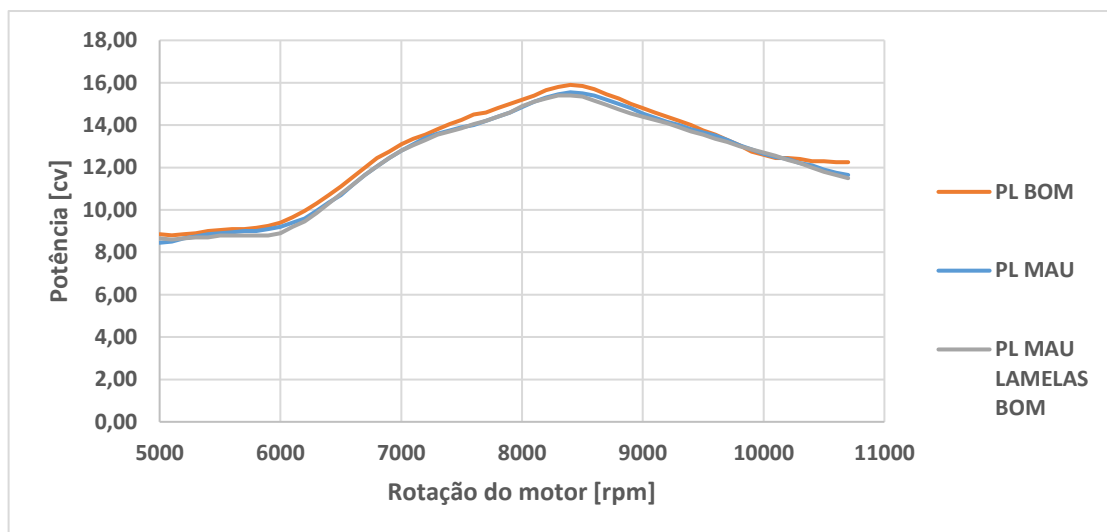


Figura 73- Curva de potência, consoante o pack lamelar utilizado

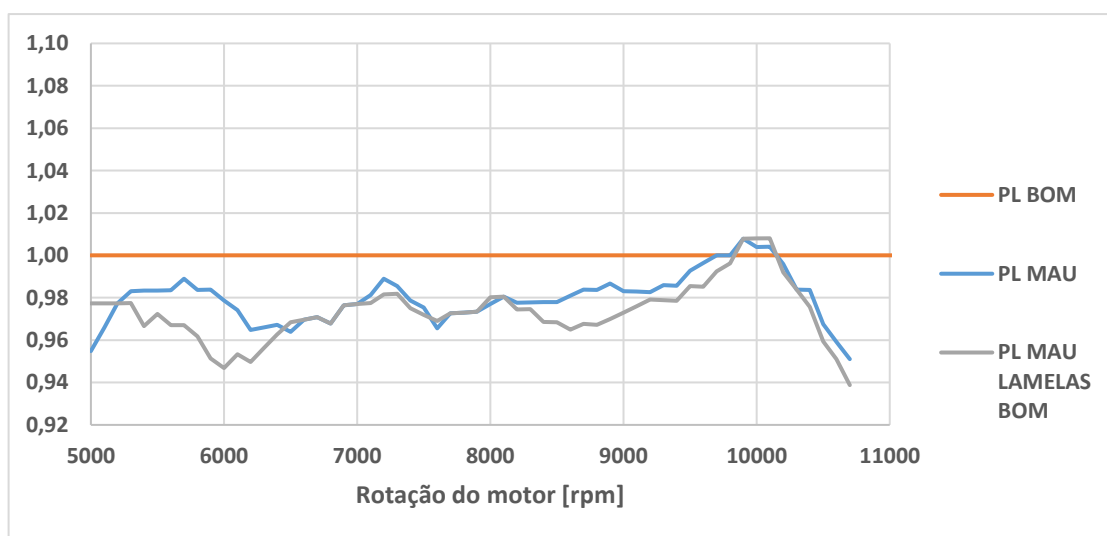


Figura 74- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante o pack lamelar utilizado

Como se pode observar pela Figura 73 e 74, o pack lamelar “bom” garante um melhor desempenho do motor do que o pack lamelar “mau”, mesmo quando se utiliza, neste último, as lamelas do “bom”. Deste modo, elimina-se a hipótese de o problema residir nas lamelas, sendo a própria estrutura do pack lamelar a base das diferenças existentes.

4.5 Pick-up

O *pick-up* é o componente responsável por fazer a chamada para o ponto de ignição, pelo que neste teste se tentou alterar este parâmetro, pela variação da posição do sensor. Retirou-se as duas anilhas existentes na cavidade onde se inserem os parafusos de aperto ao motor e, desta forma, conseguiu-se uma certa folga para posicionar o sensor acima ou abaixo da sua posição original. A colocação do sensor mais para baixo provoca um avanço na ignição, pelo que a colocação de este mais acima atrasa a ignição. Os resultados dos testes realizados com as diferentes posições do *pick-up* são demonstrados na Figura 75 e 76.

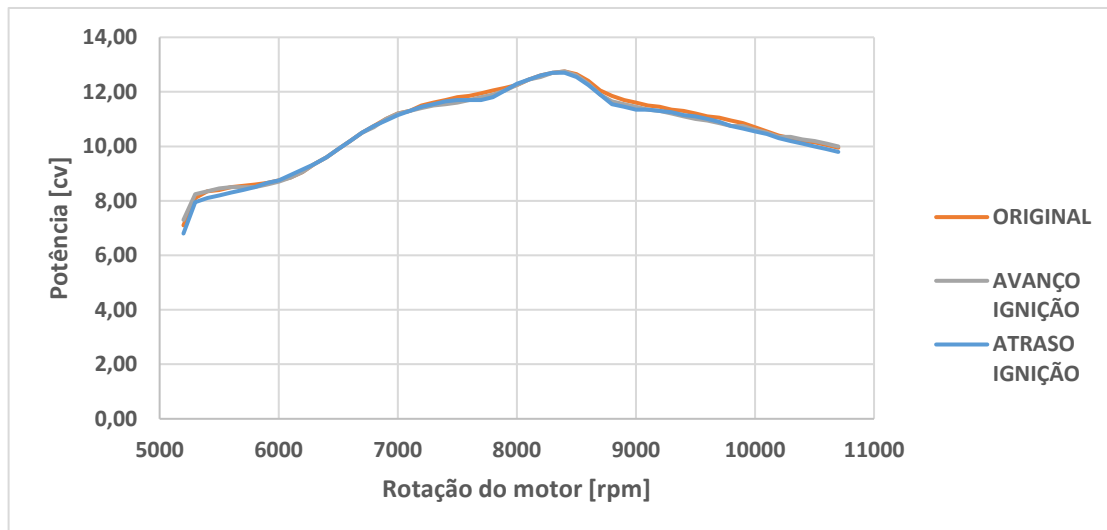


Figura 75- Curva de potência, consoante a posição do *pick-up*

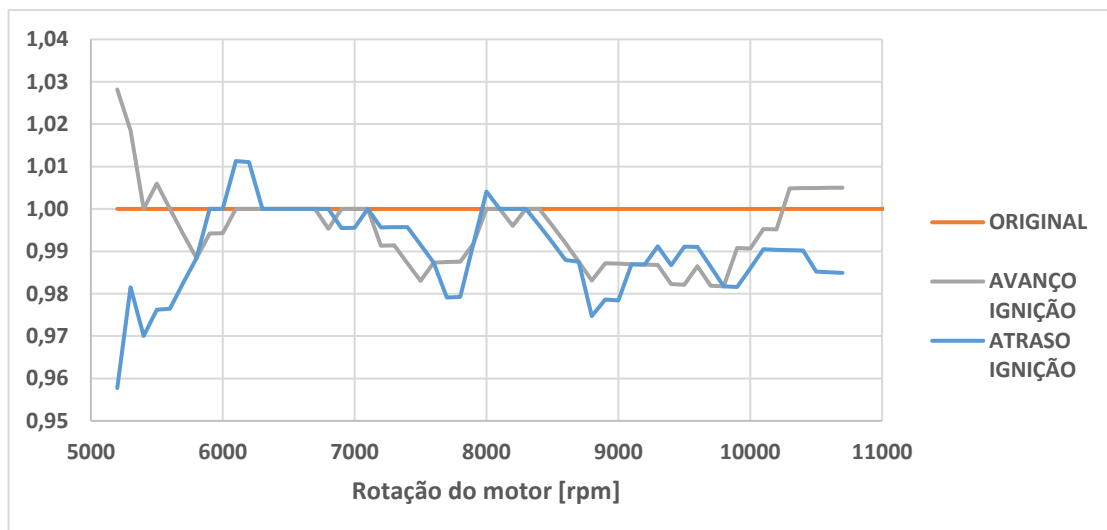


Figura 76- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a posição do *pick-up*

Pela análise das figuras anteriores (Figura 75 e 76), pode-se observar que a variação da posição do *pick-up* relativamente à sua posição original tem influência no desempenho do motor, prejudicando a sua *performance* em toda a gama de rotações analisada.

4.6 Coletor de Escape

Para verificar a influência da abertura da saída de escape na *performance* do motor, realizaram-se testes (Figura 77 e 78), utilizando coletores de escape com três diâmetros diferentes. Os coletores de escape utilizados foram o restritor da categoria *Micro Max*, que apresenta um diâmetro de 18 mm; o restritor da categoria *Mini Max*, com um diâmetro de 20 mm; e o coletor de escape que não é restringido (categoria *Max*), e que por isso apresenta um diâmetro de 37 mm.

Neste teste, o motor de testes encontrava-se com um *squish* de 1,54 mm (configuração *standard – Mini Max*), pelo que a sua curva de funcionamento em pista corresponderá à curva com o restritor de 20 mm.

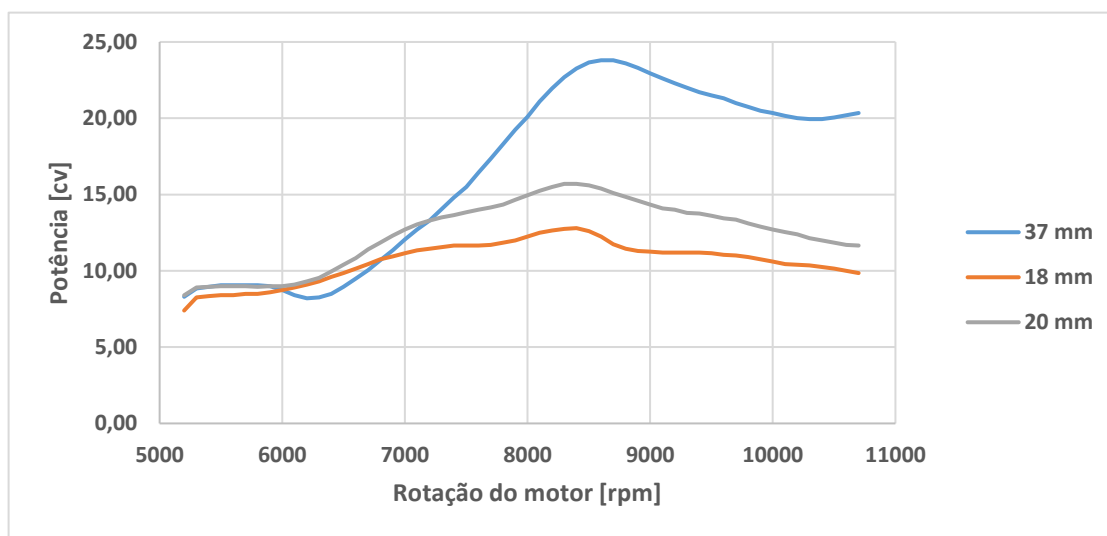


Figura 77- Curva de potência, consoante o coletor de escape utilizado

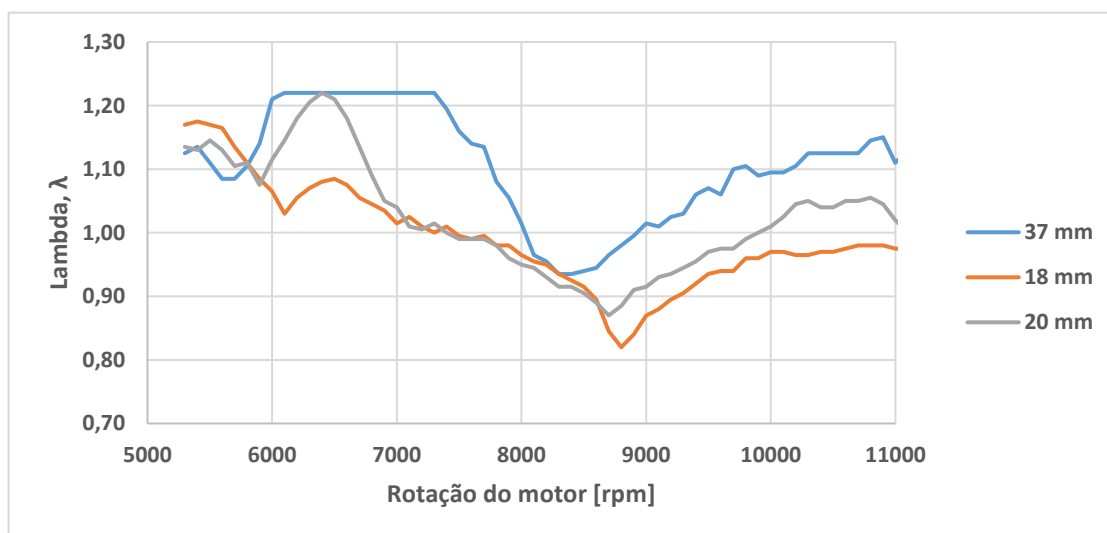


Figura 78- Valor registado pela sonda Lambda, consoante o coletor de escape utilizado

Tal como seria de esperar, quanto menor for a restrição, maior a potência debitada pelo motor. Para baixas rotações a diferença é menor, sendo claramente visível a partir das 6500 rpm. No ensaio realizado com o coletor de escape com diâmetro de 37 mm, observa-se uma queda na potência às 6000 rpm, associada à falta de gasolina, como se pode ver pela Figura 78.

Sendo assim, para este motor sem restrição, e para as condições ambiente daquele momento, teria de se aumentar à medida do *gicleur* de máximas ou, eventualmente, apertar o parafuso do ar e elevar a posição da agulha.

4.7 Válvula de Escape

4.7.1 Abertura da Janela de Escape

Relativamente aos testes realizados à válvula de escape, inicialmente pretendeu-se demonstrar o efeito deste componente no desempenho do motor. Para isso, realizou-se um teste com a válvula de escape totalmente fechada e um outro com a válvula aberta. Seguidamente, compararam-se estes resultados com um funcionamento normal da válvula, os quais se encontram na Figura 79 e 80.

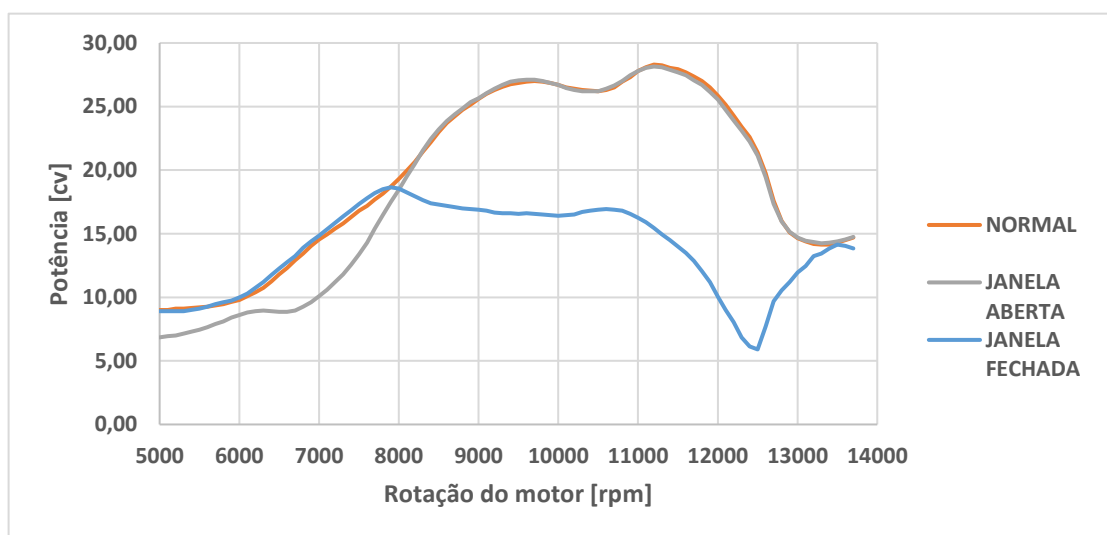


Figura 79- Curva de potência, consoante o funcionamento da válvula de escape

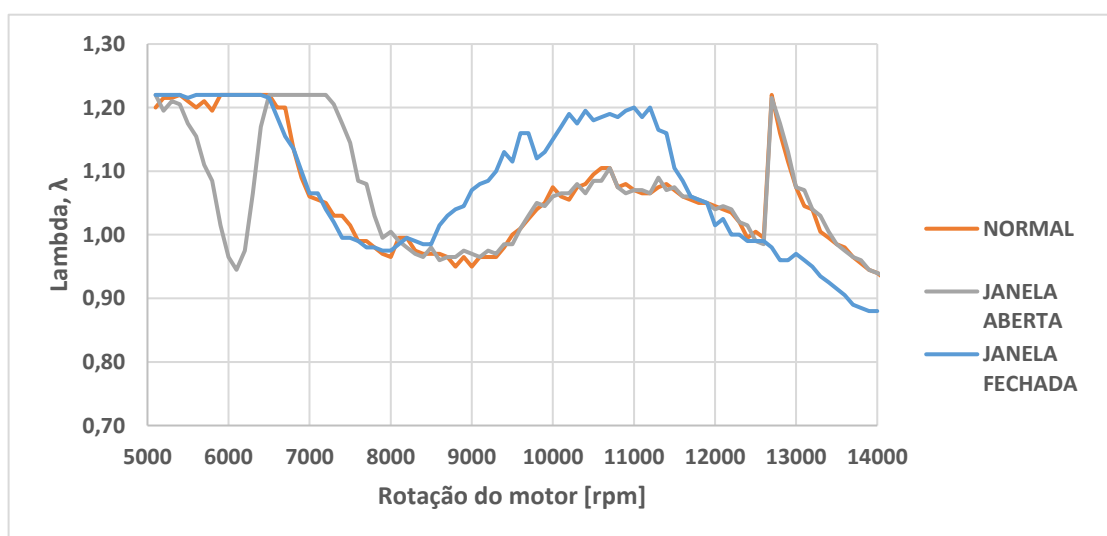


Figura 80- Valor registado pela sonda Lambda, consoante o funcionamento da válvula de escape

No funcionamento normal da válvula de escape, esta encontra-se fechada até às 7900 rpm, pelo que a curva do teste com a janela fechada coincide com a normal. A partir das 7900 rpm, como neste caso a janela se encontra na mesma fechada, dá-se uma queda de potência relativamente ao ensaio normal. Esta queda ocorre até as 12700 rpm, momento em que ocorre uma alteração eletrónica de ignição programada pelo ECU, audível durante a realização dos ensaios e perceptível pelo comportamento da curva de potência e da sonda *Lambda* (Figura 80). Trata-se de um avanço de ignição que permite aumentar a potência no teste com a válvula fechada e que origina, no funcionamento normal da válvula, um patamar de potência, contrariando a descida da curva. Esta alteração surge representada na curva da sonda *Lambda* por um pico, nos testes realizados com a janela aberta para altas rotações (testes “normal” e “janela aberta”). Este pico poderá ser justificado pelo facto de o avanço de ignição provocar a combustão de uma mistura que ainda não se encontrava comprimida o suficiente para uma boa ignição, aumentando o teor de gases não queimados no tubo de escape. No teste realizado com a janela sempre fechada, a sonda *Lambda* não representa esse empobrecimento da mistura. Isto deve-se, eventualmente, ao facto de a janela de escape fechar mais cedo, permitindo um maior tempo de compressão e de expansão dos gases, e consequentemente uma melhor combustão.

Para o caso do teste realizado com a válvula sempre aberta, a diferença ocorre até às 7900 rpm, sendo o seu comportamento igual ao do ensaio normal a partir desta rotação. O motor, caso apresente a válvula aberta para rotações inferiores às 7900 rpm, debita menos potência, já que a expansão dos gases de escape não é tão grande, visto que a janela de escape abre mais cedo.

4.7.2 Variação do curso de abertura

Com o intuito de analisar se a possibilidade de existir maior expansão dos gases nas rotações médias, tendo a janela de escape mais fechada, poderia melhorar o desempenho do motor, limitou-se o curso de abertura da válvula.

A válvula possui um *o’ring* de espessura de 3 mm por cima da língua, que limita naturalmente o curso, evitando que ocorra desgaste do material por colisão da língua com o corpo da válvula. Como forma de impedir que a janela abrisse por completo, acrescentou-se um *o’ring* de espessura igual ao de origem e, de seguida, acrescentou-se mais um *o’ring* igual, limitando o curso de abertura em 3 mm e 6 mm, respetivamente. Os resultados encontram-se apresentados na Figura 81 e 82.

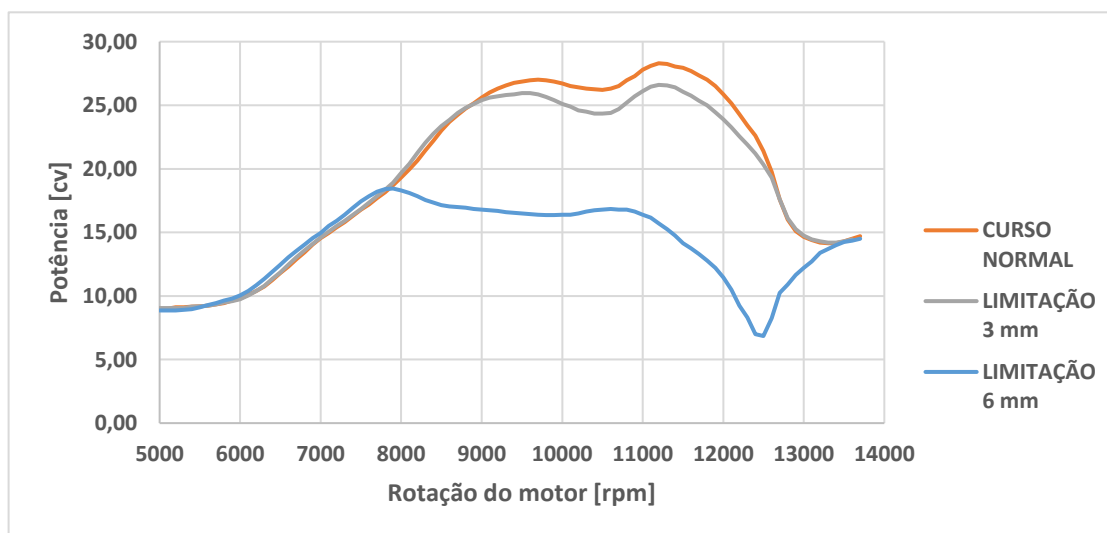


Figura 81- Curva de potência, consoante a limitação do curso de abertura da válvula de escape

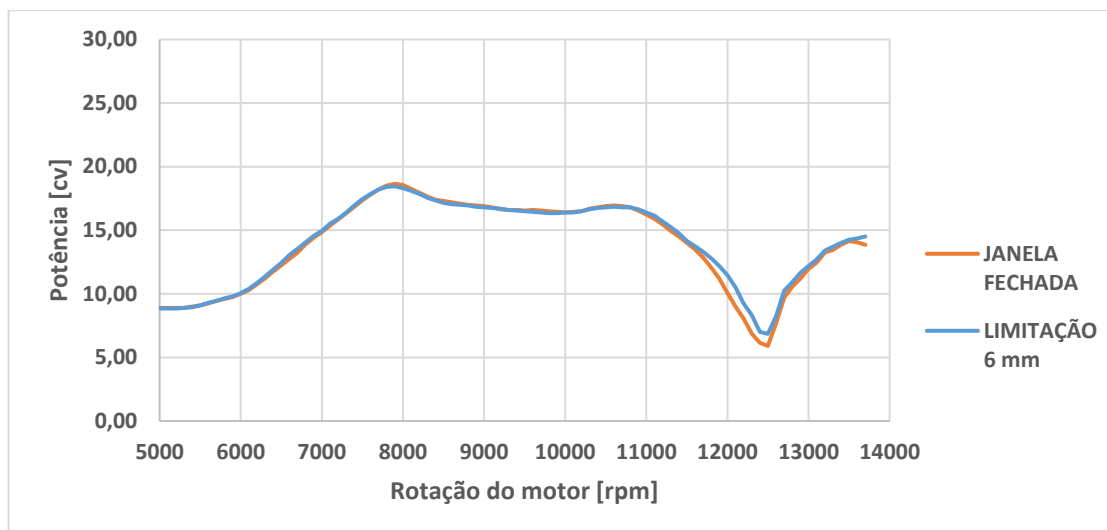


Figura 82- Comparação da curva de potência para uma limitação de 6 mm no curso de abertura da válvula de escape com a curva de potência obtida para o teste com a válvula fechada

Pela análise da Figura 81, pode-se verificar que a limitação do curso de abertura em 3 mm prejudica a potência nas rotações médias (9000-12500 rpm), assumindo um comportamento igual ao teste com o curso de abertura normal, para as restantes rotações. Com a limitação de 6 mm, como se pode ver pela Figura 82, a válvula de escape fica totalmente fechada.

Uma vez analisada a influência da redução da abertura da válvula e visto que esta não beneficia a curva de potência, tornou-se interessante analisar se uma maior abertura da válvula daria melhores resultados. Desta forma, realizou-se um ensaio em que se substituiu o *o'ring* original por um de espessura de 1,90 mm, e um outro ensaio, no qual se removeu o *o'ring* existente. Assim, criou-se um aumento da abertura da válvula de 1,10 mm e de 3 mm, respetivamente. Na Figura 83 e 84 pode-se observar os resultados deste teste.

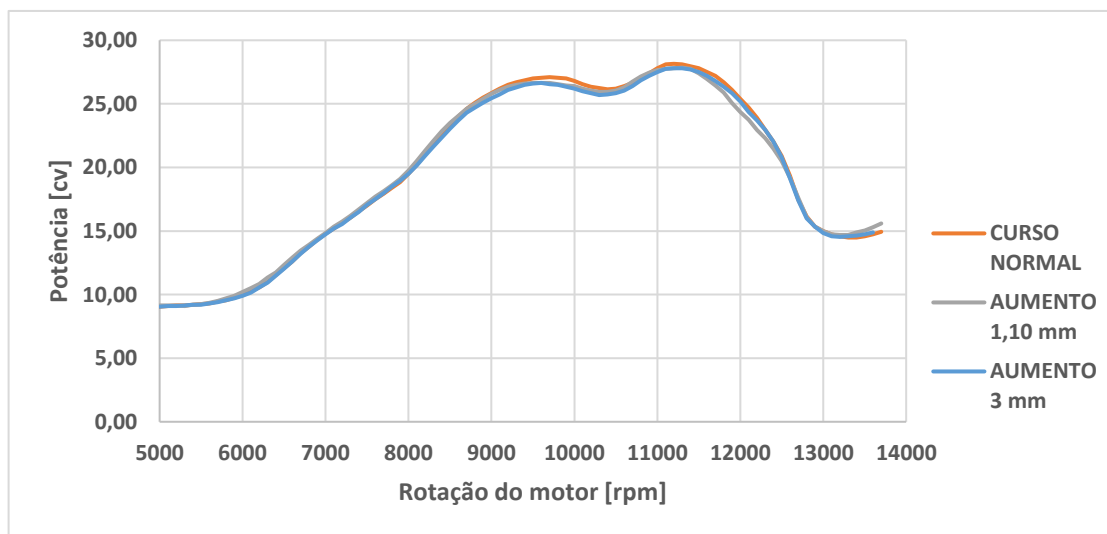


Figura 83- Curva de potência, consoante o aumento no curso de abertura da válvula de escape

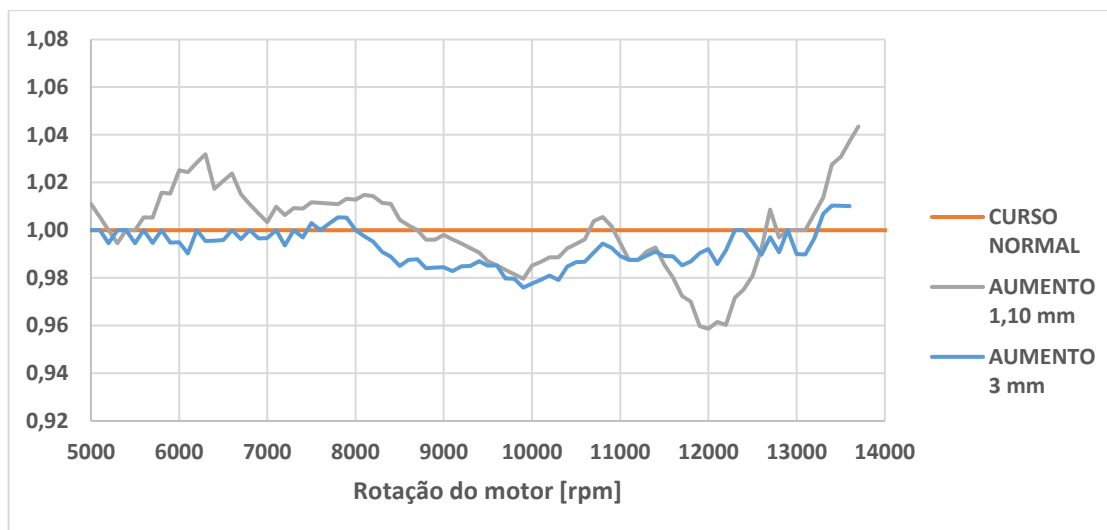


Figura 84- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante o aumento no curso de abertura da válvula de escape

Tal como se pode observar, a maior abertura da válvula pouco influencia a curva de potência, pelo que o *o'ring* original já não oferece qualquer tipo de restrição aos gases de escape, quando a válvula se encontra aberta.

4.7.3 Variação da compressão da mola

Um outro teste realizado à válvula de escape foi verificar se a alteração na compressão da mola existente na parte superior do corpo, que garante o seu fecho na ausência de pressão, poderia influenciar a curva de potência. Esta alteração da compressão da mola é efetuada através da tampa vermelha existente na válvula que, ao ser apertada, comprime a mola. O ensaio realizado encontra-se apresentado na Figura 85 e 86.

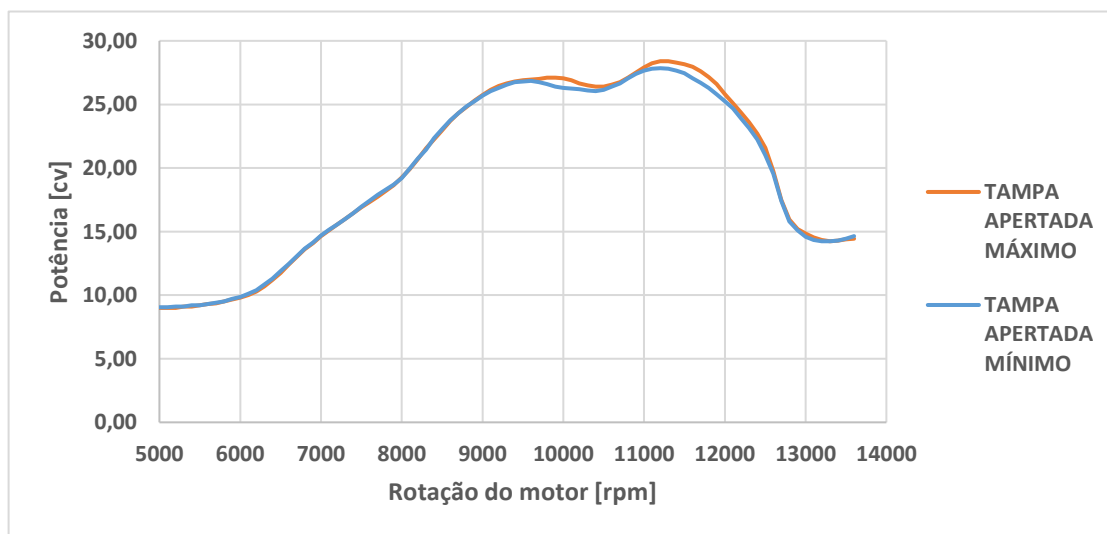


Figura 85- Curva de potência, consoante a compressão da mola

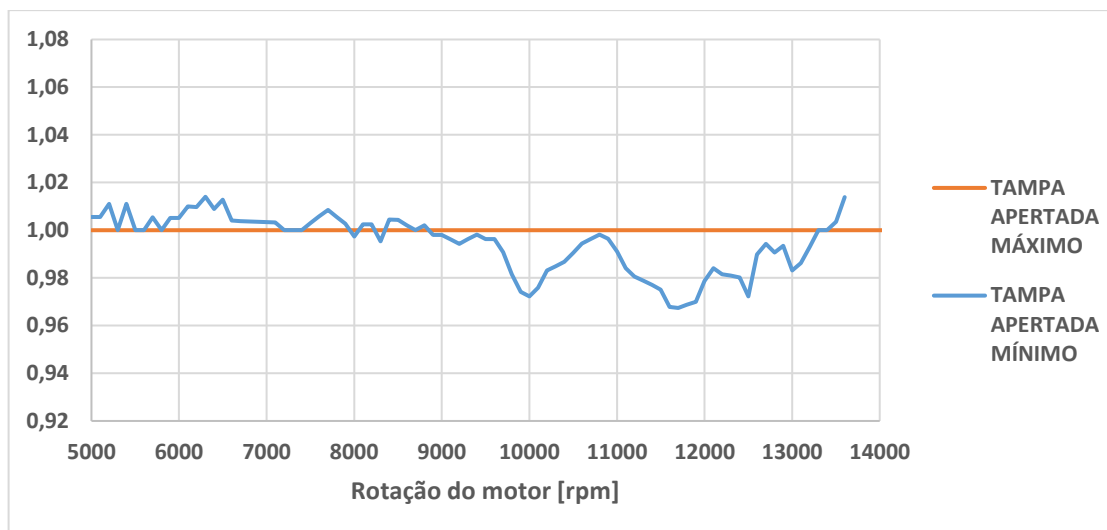


Figura 86- Curva de potência normalizada, consoante a compressão da mola

A maior compressão da mola favorece a potência na gama de rotações média (9000-12000 rpm), eventualmente pela possibilidade de assim se provocar um atraso na abertura da válvula, uma vez que a mola exerce uma maior força de fecho.

4.7.4 Influência do ECU

A válvula de escape é comandada eletronicamente pelo ECU, pelo que se testou se a utilização do ECU antigo com a referência Rotax 666814 faria alguma diferença relativamente ao utilizado atualmente, o 666815. A Figura 87, 88 e 89 apresenta os resultados obtidos neste teste.

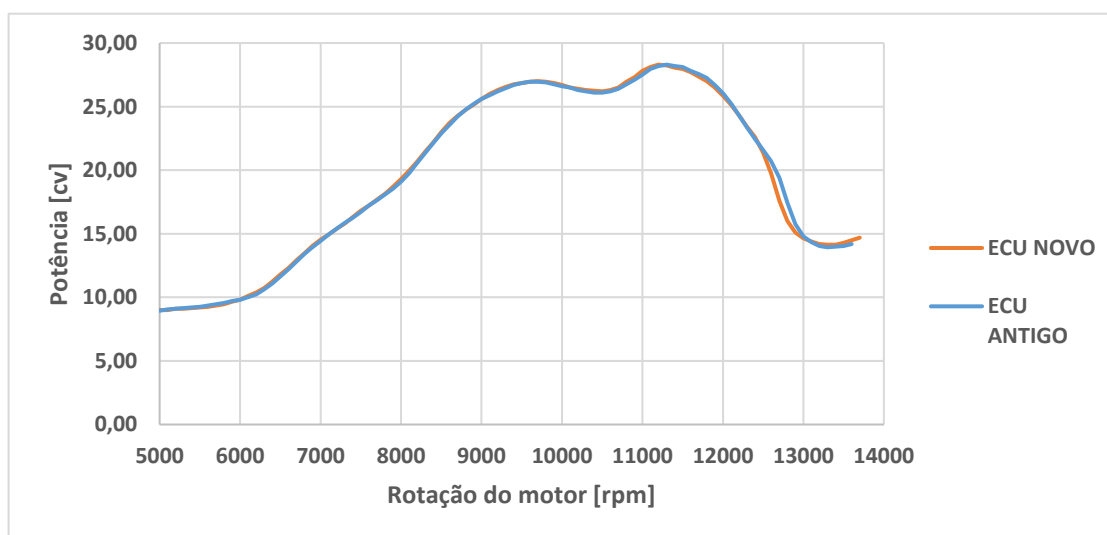


Figura 87- Curva de potência, consoante o ECU utilizado

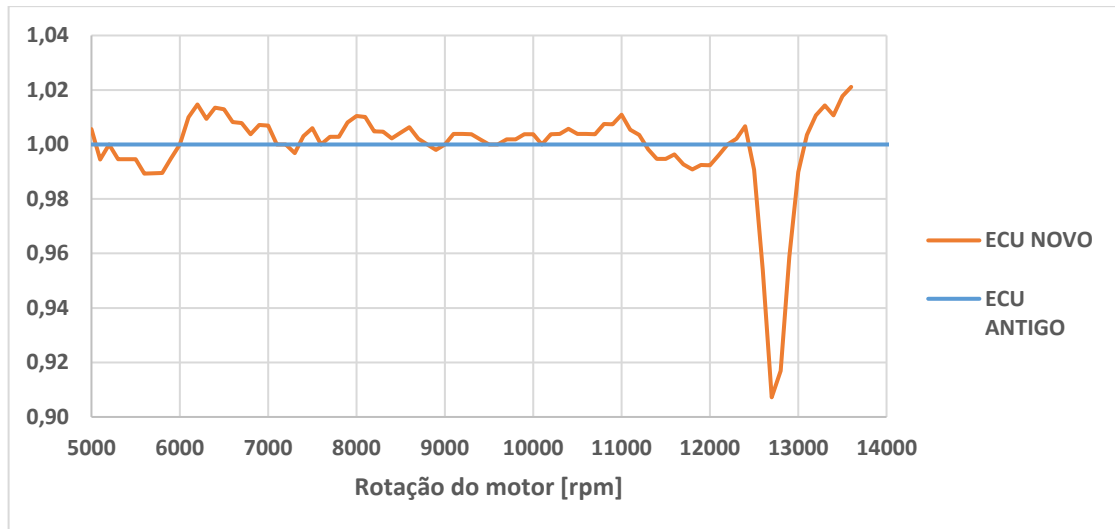


Figura 88- Curva de potência normalizada, consoante o ECU utilizado

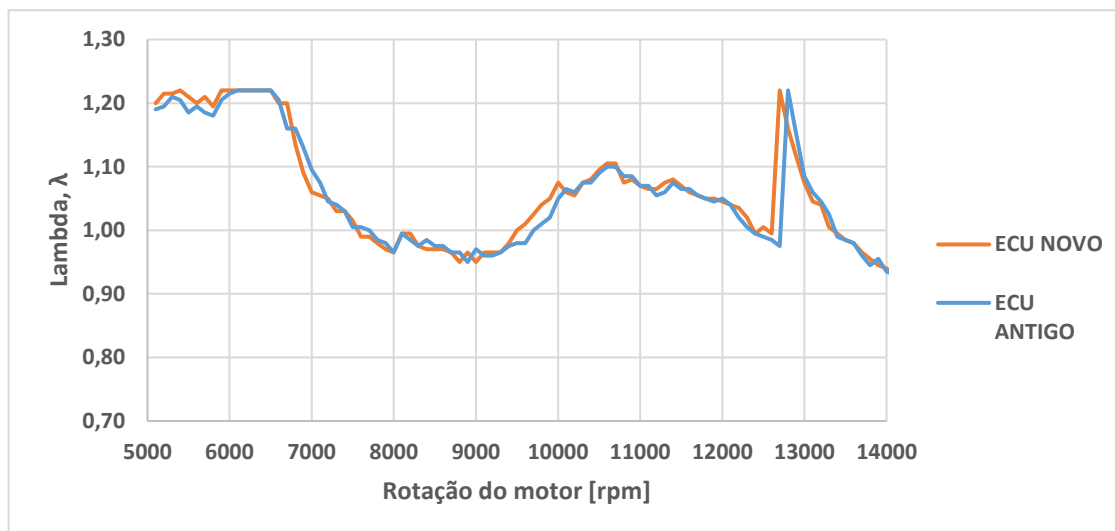


Figura 89- Valor registado pela sonda Lambda, consoante o ECU utilizado

Como se pode observar pela Figura 87 e 88, no que diz respeito à abertura da válvula de escape, esta ocorre para as 7900 rpm, independentemente do ECU utilizado.

No caso da curva de potência originada pelo ECU novo, ocorre uma quebra de potência relativamente ao ECU antigo para rotações acima das 12500 rpm, notando-se um avanço de ignição às 12700 rpm, traduzido pelo pico na sonda *Lambda* da Figura 89. Este avanço de ignição ocorre às 12800 rpm utilizando o ECU antigo, sendo este fator a grande diferença entre as duas centralinas testadas.

4.8 Squish

A alteração do *squish* é realizada pela utilização de juntas de espessura diferente na base do cilindro. Desta forma, move-se o conjunto cilindro-culassa, provocando a alteração dos graus de abertura e fecho das janelas e da taxa de compressão. Sendo assim, realizou-se um teste ao mesmo motor para dois *squish* diferentes, para verificar a influência deste parâmetro no desempenho do motor (Figura 90 e 91). Os dois *squish* utilizados para o presente teste foram

de 2,44 mm e de 1,54 mm, correspondendo aos valores geralmente utilizados para as categorias *Micro Max* e *Mini Max*, respetivamente.

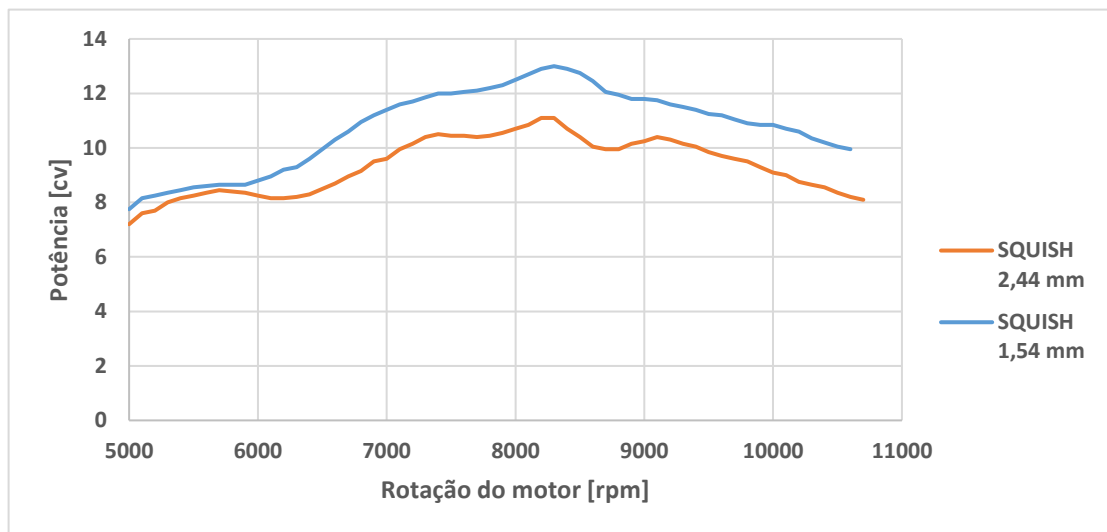


Figura 90- Curva de potência, consoante o *squish*

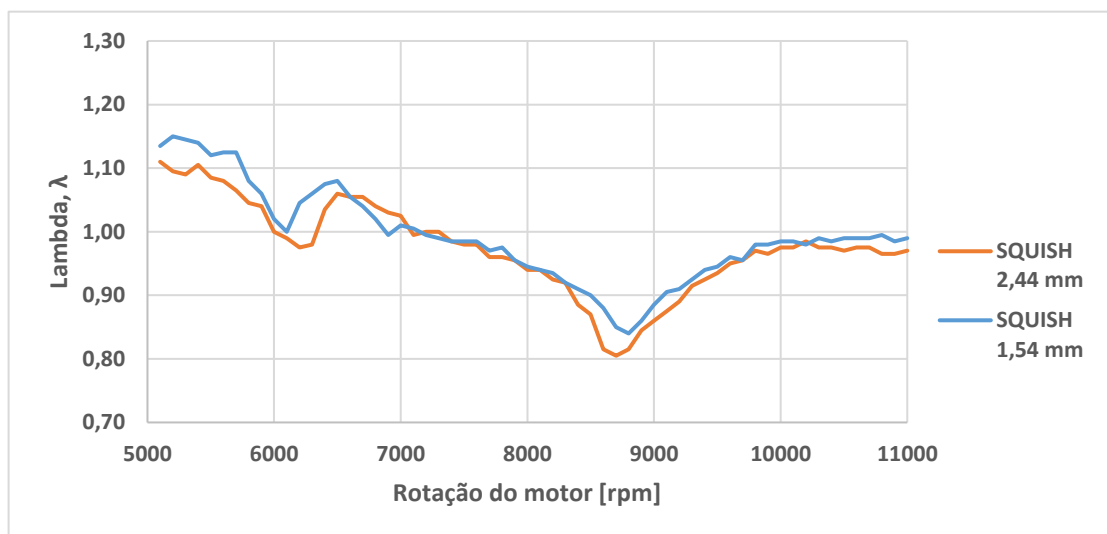


Figura 91- Valor registado pela sonda Lambda, consoante o *squish*

Pela análise da Figura 90, verifica-se que com o aumento da taxa de compressão provocado pela diminuição do *squish*, a *performance* do motor melhora em toda a gama de rotações analisada, sendo que a potência debitada é superior. A alteração dos graus de transferência do motor pode interferir de certo modo na curva de potência, porém a grande diferença na *performance* do motor passa pela melhoria no processo de combustão conseguida pelo aumento da taxa de compressão. Com a diminuição do *squish*, cria-se maior turbulência na mistura e consegue-se uma velocidade de combustão mais elevada, já que a mistura se encontra a uma pressão e temperatura superior no momento da ignição.

A depressão na curva de potência que ocorre às 8300 rpm para o teste com o *squish* de 2,44 mm, é explicada por um excesso de gasolina que pode ser observado na Figura 91. Para este valor de *squish*, a afinação do carburador já teria de ser diferente, fornecendo menor quantidade de mistura.

4.9 Vela de Ignição

O teste realizado ao sistema de ignição consistiu no estudo da influência do grau térmico da vela e da abertura do pólo do eletrodo. Estes dois parâmetros foram analisados para dois valores de *squish* diferentes, tendo sido os mesmos que no estudo da influência do *squish* na *performance* do motor.

4.9.1 Grau Térmico

Na Figura 92, apresentam-se os resultados obtidos para o teste ao grau térmico da vela utilizada.

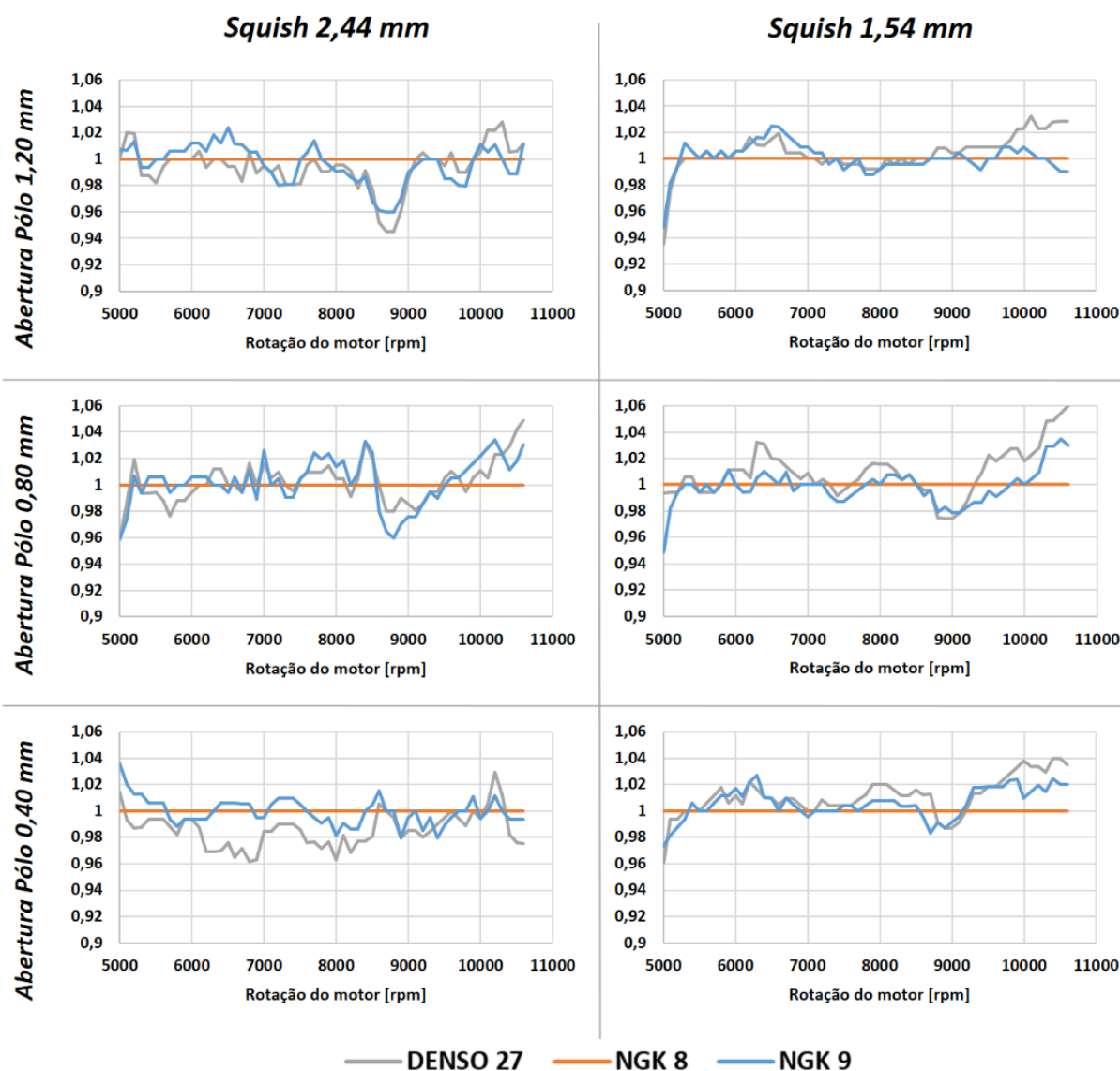


Figura 92- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante o grau térmico da vela, para diferentes valores de *squish* e da abertura do pólo da vela

Relativamente aos resultados obtidos para os distintos testes realizados com as velas de diferentes graus térmicos, pode-se concluir que a *performance* do motor melhora com as velas frias (NGK 9 e DENSO 27) no caso do *squish* de 1,54 mm. Como a taxa de compressão neste caso é maior, a temperatura existente na câmara de combustão aumenta, pelo que uma vela fria

permite uma melhor libertação do calor gerado e garante um motor mais frio, aumentando a sua potência.

No caso da utilização do motor com o *squish* mais alto, o seu comportamento melhora com a vela quente (NGK 8), pelo facto de não ser necessária a libertação de calor referida no caso anterior.

Tal como seria de esperar, os resultados obtidos pelas duas velas frias são muito semelhantes, uma vez que a vela *DENSO 27* é equivalente à NGK 9.

4.9.2 Abertura do Pólo

Os resultados obtidos para os testes efetuados com diferentes aberturas do pólo da vela, encontram-se apresentados na Figura 93.

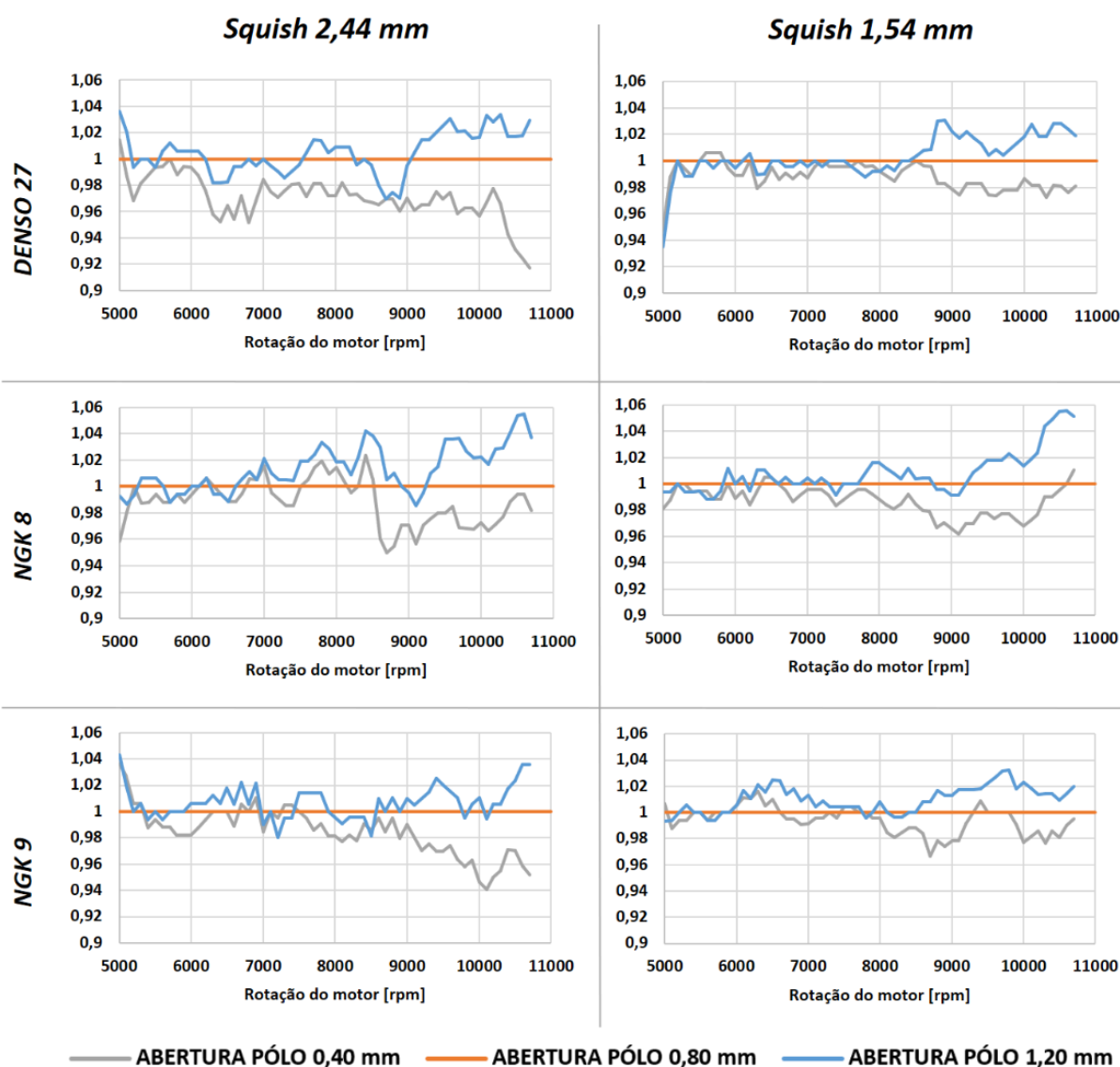


Figura 93- Curva de potência normalizada em relação ao parâmetro *standard*, consoante a abertura do pólo da vela, para diferentes valores de *squish* e de grau térmico

Relativamente ao teste em que se estudou a influência da abertura do pólo da vela, após a análise da Figura 93, observa-se que, independentemente do *squish* que o motor possui e do

grau térmico da vela, uma abertura do pólo de 0,40 mm piora a *performance* do motor e uma abertura de 1,20 mm melhora a potência debitada em toda a gama de rotações analisada. Este aumento de potência associado à maior abertura do pólo da vela deve-se ao facto de esta condição garantir uma formação de chama mais rápida, com maior taxa de libertação de energia, melhorando a combustão.

5 Conclusões e Trabalhos Futuros

A seguinte dissertação, dedicada ao estudo e otimização de motores a dois tempos Rotax, foi realizada na empresa Korridas & Companhia e teve como principal objetivo a análise da influência de diversos parâmetros e componentes no desempenho destes motores. Os parâmetros estudados foram os seguintes: a agulha do carburador, o *gicleur* de máximas, o parafuso do ar, o coletor de escape, a vela de ignição, a válvula de escape, o pack lamelar, o *squish* e o *pick-up*.

Para a realização deste estudo, recorreu-se ao banco de ensaios dinamométrico disponível na Korridas, onde se realizaram cerca de 450 ensaios, tendo-se obtido as curvas características do motor para cada um deles.

Relativamente ao estudo realizado à agulha existente no carburador, solidária com o êmbolo, e após analisadas três diferentes posições do seu clip, verificou-se que os resultados de potência e de carburação obtidos para a posição 1 e 2 foram bastante semelhantes. No entanto, nos testes realizados para a posição 5, observou-se um aumento de potência em toda a gama de rotações analisada.

No estudo realizado ao *gicleur* de máximas, foram testadas três medidas diferentes, verificando-se que o *gicleur* 112 piorou o desempenho do motor em toda a gama de rotações estudada, relativamente ao *gicleur* 125. O *gicleur* 138 piorou os valores de potência máxima, no entanto melhorou a *performance* em altas rotações.

Analisando diferentes aberturas para o parafuso de ajuste do ar, concluiu-se que a abertura de apenas meia volta no parafuso de ar melhora o desempenho do motor e enriquece a mistura comparando à abertura de duas ou quatro voltas.

Quanto ao pack lamelar, foi estudada a influência da espessura e do estado (novas ou usadas) das lamelas que o constituem, concluindo-se que estes parâmetros não conduzem a qualquer alteração na potência do motor. Esta variável pode, no entanto, sofrer algumas alterações, consoante o processo de montagem das lamelas no pack lamelar. Foi também analisada a abertura dos batentes existentes no pack lamelar, tendo-se verificado que uma redução para os 17,00 mm permitiu um aumento da potência máxima, mas, por outro lado, uma redução mais acentuada desta abertura (13,70 mm) já se torna prejudicial em toda a gama de rotações analisada. Por fim, testando dois tipos de pack lamelares, intitulados na empresa como “bom” e “mau”, verificou-se que o problema reside na própria estrutura do pack lamelar, uma vez que substituindo as lamelas do pack lamelar “mau” pelas do pack lamelar “bom”, o desempenho do motor continuou prejudicado.

Relativamente ao estudo realizado ao *pick-up*, foram testados um avanço e um atraso na ignição, que se mostraram prejudiciais para a *performance* do motor em toda a gama de rotações analisada.

A título de exemplo, foram testados diferentes coletores de escape, verificando-se que quanto menor for a restrição à saída dos gases de escape, maior é a potência debitada pelo motor. No entanto, cada categoria de karting está restrita à utilização de um tipo específico e pré-definido de coletor, pelo que este parâmetro não apresenta grande relevância para o estudo em vigor.

Outro componente estudado foi a válvula de escape, verificando-se que a sua existência permite um aumento da potência para baixas rotações. Relativamente ao curso de abertura da língua da válvula, a sua limitação piora o desempenho do motor, enquanto que o seu aumento, não provoca alterações significativas neste parâmetro. Outro parâmetro estudado foi a variação da compressão da mola através do ajuste da tampa vermelha existente na parte superior da

válvula de escape, tendo-se verificado que uma maior compressão da mola, provoca um aumento da potência na zona onde esta variável apresenta valores máximos. Foi também testado o funcionamento da válvula de escape com o ECU antigo, concluindo-se que a abertura da válvula se mantém inalterada, existindo, no entanto, uma diferença no momento de ocorrência do avanço de ignição.

Através do estudo realizado à variação do *squish*, conclui-se que com o aumento da taxa de compressão provocado pela sua diminuição, a *performance* do motor melhora em toda a gama de rotações analisada.

Com a realização do estudo à vela de ignição, atendendo à variação do grau térmico, conclui-se que uma vela fria conduz a um melhor desempenho do motor, quando utilizada em conjunto com um *squish* baixo, ou seja, com alta taxa de compressão. Relativamente ao teste em que se estudou a influência da abertura do pólo da vela, observa-se que, independentemente do *squish* que o motor possui e do grau térmico da vela, uma abertura do pólo de 0,40 mm piora a *performance* do motor e uma abertura de 1,20 mm melhora a potência debitada em toda a gama de rotações analisada. Porém, quanto maior for a abertura do pólo da vela, menor é a sua durabilidade. Ou seja, deve haver um compromisso entre estes dois fatores.

Sendo assim, é possível concluir que as condições que permitem um melhor desempenho do motor, tendo em conta os parâmetros e as condições em que estes foram testados, são: a agulha na posição 5; o *gicleur* de máximas 125 ou o 138, caso se pretenda maior potência máxima ou maior velocidade de ponta, respetivamente; o parafuso de ajuste do ar com uma abertura de meia volta; o pack lamelar com uma abertura dos batentes de 17,00 mm; o *pick-up* na sua posição original; a válvula de escape com o curso de abertura normal e com a tampa vermelha apertada, de forma a comprimir a mola; a vela de ignição fria (NGK 9 ou DENSO 27) para a categoria *Mini Max* e quente (NGK 8) para a categoria *Micro Max*, possuindo uma abertura do pólo de 1,20 mm, que permitirá uma maior potência do motor, porém comprometerá a durabilidade da vela. No entanto, os resultados obtidos para cada um dos parâmetros estudados, principalmente aqueles com implicação direta na carburação (agulha, *gicleur* de máximas e parafuso de ajuste do ar), podem sofrer variações consoante o ambiente em que o teste é realizado.

Dos parâmetros mencionados, os únicos que não são livres para os concorrentes, são o pack lamelar e o *pick-up*. Tendo em conta os resultados obtidos no decorrer desta dissertação, e tal como referido anteriormente, a condição ótima para o funcionamento do *pick-up* é aquela que já se encontrava a ser utilizada pela Korridas. No entanto, no que diz respeito ao pack lamelar, tendo-se constatado que a sua condição ótima passava por uma diminuição da abertura dos batentes, procedeu-se à implementação desta melhoria nos motores de algumas categorias.

Como trabalhos futuros, sugere-se a extrapolação dos resultados teóricos obtidos no banco de ensaios dinamométrico para situações práticas, nomeadamente a sua aplicação em pista. Para além disso, seria interessante verificar as alterações provocadas por modificações ao nível das janelas do cilindro, do tubo de escape, experimentar carburadores com outra dimensão e alterar o *squish* pela modificação da culassa, ou seja, sem alterar os graus de abertura e fecho das janelas. Um outro aspeto interessante seria realizar uma análise à estrutura do pack lamelar, recorrendo a um túnel de vento, de modo a verificar como esta pode afetar a admissão de ar e mistura para o motor.

Referências

- Abdel-Rehim, Ahmed A. 2013. “Impact of Spark Plug Number of Ground Electrodes on Engine Stability.” *Ain Shams Engineering Journal* 4 (2). Faculty of Engineering, Ain Shams University: 307–16.
- AIM. 2017. “Race Studio Analysis.”
- Bell, A. Graham. 1999. *Two Stroke Performance Tuning*. Second Edi. Haynes Manuals Inc.
- ENDA. 2018. “NTC Probe Types.”
- Giritharan, P, and S Madhu. 2016. “Swirl Two Stroke Engine.” *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences* 1 (5): 431–32.
- Ingvorsen, K. M., K. E. Meyer, J. H. Walther, and S. Mayer. 2013. “Turbulent Swirling Flow in a Model of a Uniflow-Scavenged Two-Stroke Engine.” *Experiments in Fluids* 54: 1–17.
- Jennings, Gordon. 1973. *Two-Stroke Tuner's Handbook*. H. P. Books.
- Korridas. 2017. “RMC - Troféu Rotax 2017: Regulamento Técnico.”
- Li, Z., B. He, and H. Zhao. 2014. “The Influence of Intake Port and Pent-Roof Structures on Reversed Tumble Generation of a Poppet-Valved Two-Stroke Gasoline Engine.” *SAE International*.
- MacDizzy, and MTSTE. 2012. “MacDizzy The Enthusiast.”, último acesso: janeiro de 2018, http://www.macdizzy.com/cyl_primer.htm.
- Martins, Jorge. 2016. *Motores de Combustão Interna*. Quinta Edi. Engebook.
- Rotax. 2010. “Repair Manual (125 MAX).”
- Rotax. 2014. “Installation Instructions and Operator's Manual.” Gunskirchen, Austria.
- Rotax. 2016. “Spare Parts List (125 MAX Evo).”
- Rotax. 2017a. “JUNIOR CYLINDER 223 991 TECHNICAL DEVIATIONS.”
- Rotax. 2017b. “New Rotax Cylinder Single Core Technology.”
- Rotax. 2017c. “RMCGF 2017 – Technical Training.”
- Rotax. 2017d. “Rotax MAX Challenge Technical Regulation.”
- RotaxKarting. 2017. “Rotax E-RAVE.”, último acesso: dezembro de 2017, <https://www.youtube.com/watch?v=ADsZkV7xWQU>.
- Roteg. 2018. “Roteg Racing.”, último acesso: janeiro de 2018, https://www.roteng.nl/dynotegkartenginedynotestbenchked5forkartengines-p-1779.html?cPath=664_740.
- Sodré, J R, and S M C Soares. 2003. “Comparison of Engine Power Correction Factors for Varying Atmospheric Conditions.” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 25 (3): 279–84.
- SportDevices. 2016. “SportDyno 38.”
- SportDevices. 2017. “SportDevices Dynamometers and DAQ Systems.”, último acesso: janeiro de 2018, <http://www.sportdevices.com/>.

Vicente, Miguel de Castro. 1977. *Transformações Em Motores de Dois Tempos*. Edições CETOP.